

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Návrh nosného rámu vodojemu**

### **Design of a Frame for a Water Reservoir**

Student

Bc. Lukáš Hruzík

Vedoucí diplomové práce

doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Hruzík**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh nosného rámu vodojemu**  
**Design of a Frame for a Water Reservoir**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Cílem práce je návrh řešení rámu nesoucího vodojem pro železniční osobní vagón. Vodojem je umístěn pod střechou patrového vozu na představku nad interiérovým obložení stropu. Rám vodojemu je přišroubován k hliníkové hrubé stavbě vozu. Návrh rámu vodojemu musí respektovat silové zatížení dané normativními požadavky a také musí být navržen způsob montáže do vozu při respektování velikosti otvorů v hrubé stavbě. Konstrukční řešení se má zaměřit na minimalizaci hmotnosti a výrobní náročnosti. Součástí práce bude základní pevnostní posouzení navrženého řešení.

### Zadáno je:

- poloha upevňovacích míst na hrubé stavbě vozidla, prostorová omezení daná tvarem hrubé stavby vozu,
- hmotnost a objem vodojemu,
- normativní požadavky, ze kterých plyne silové zatížení rámu vodojemu,
- rozměry otvorů do vozu, kterými musí být možné dopravit rám vodojemu do vozu.

### Diplomová práce bude obsahovat:

1. Návrh minimálně tří variant provedení rámu vodojemu (náčrt + popis). Varianty se mohou lišit konstrukčním řešením nebo použitým materiálem. Výběr nejvhodnější varianty na základě ekonomického, technického a technologického zhodnocení, která bude rozpracována v další části práce. Při zhodnocení je nutné brát zřetel zejména na minimalizaci hmotnosti a výrobní náročnosti.
2. Konstrukční návrh vybrané varianty rámu vodojemu ve formě 3D modelu, sestavného výkresu a výrobních výkresů vybraných dílů.
3. Základní pevnostní posouzení rámu vodojemu buď metodou konečných prvků, nebo zjednodušeným analytickým výpočtem.
4. Návrh šroubových spojů pro upevnění rámu vodojemu do hrubé stavby a jejich pevnostní výpočet.

### Seznam doporučené odborné literatury:

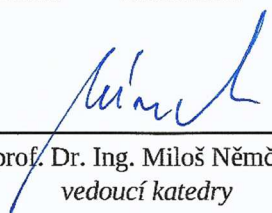
- Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.  
Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.  
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje firmy Škoda Vagonka a.s., firma se zveřejněním podkladů souhlasí.

V Ostravě dne 16. 5.




.....  
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- Jsem si vědom, že na tuto mojí závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona)
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 16. 5.

  
.....

Podpis autora práce

Lukáš Hruzík

Velké Albrechtice 133

742 91 Velké Albrechtice

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE:**

Hruzík, L. *Návrh nosného rámu vodojemu: Diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. 2018. 55 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem a pevnostním posouzením nosného rámu vodojemu, umístěného ve vlaku. Ve druhé kapitole je rozbor současného řešení používaného ve firmě Škoda Vagonka a.s. a v zahraničí. Poté je pomocí bodového hodnocení vybrána optimální ze tří navržených variant. Spojení rámu a hrubé stavby vozidla je navrženo a zkontrolováno z hlediska jednorázového přetížení a únavové životnosti. V místě spoje je potřeba zamezit kontaktní korozi. Stejným způsobem je pomocí MKP navržen a zkontrolován také samotný rám a jeho svarové spoje.

## **Anotations of master thesis**

Hruzík, L. *Design of a Frame for a Water Reservoir: Masters thesis.* Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018. 55 s. Thesis head: Folta, Z.

The Masters thesis deals with the design and strength assessment of the supporting frame of the water tank located on the train. In the second chapter is an analysis of the current solution used in Škoda Vagonka a.s. and in the world. Then the optimal of the three suggested variants is selected using the point rating. The connection of the frame and the car body of the vehicle is designed and checked for the one-off overload and fatigue life. The point of connection is needed to prevent contact corrosion. In the same way, the frame itself and its weld joints are also designed and inspected by FEM.

## Seznam použitých značek a symbolů:

Označení	Popis veličiny	Jednotka
$C$	Konstanta tuhosti	[-]
$C_{př}$	Tuhost přírub	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_s$	Tuhost šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
$D$	Velký průměr šroubu	[mm]
$F_0$	Předpětí šroubu	[N]
$F_{0t}$	Předpětí šroubu pro určení tuhosti	[N]
$F_{dyn,krit}$	Dynamická síla ve vazbě kritická	[N]
$F_{dyn,krit,s}$	Dynamická síla kritická působící ve šroubu	[N]
$F_{př}$	Síla v přírubách	[N]
$F_{přmax}$	Síla v přírubách maximální	[N]
$F_{ps}$	Potřebná síla v přírubách přepočtena do osy šroubu	[N]
$F_s$	Síla ve šroubu	[N]
$F_{sv1,s}$	Statická síla ve svaru 1	[N]
$F_{sv1,Y}$	Síla ve svaru 1 zatížení ve směru Y	[N]
$F_{sv1,z}$	Síla ve svaru 1 zatížení ve směru Z	[N]
$F_{sv2,X1}$	Síla na jeden profil svar 2 zatížení ve směru X	[N]
$F_{sv2,X}$	Síla ve svarech 2 zatížení ve směru X	[N]
$F_{sv2,Z1}$	Síla na jeden profil svar 2 zatížení ve směru Z	[N]
$F_{sv2,Z}$	Síla ve svarech 2 zatížení ve směru Z	[N]
$F_{sv2,Zs}$	Síla ve svarech 2 ve směru Z statická	[N]
$F_{sv2,Zs1}$	Síla na jeden profil svar 2 zatížení ve směru Z statická	[N]
$F_{tb}$	Potřebná bezpečná třecí síla	[N]
$F_{upA}$	Síla na upínce v místě A	[N]
$F_{upB}$	Síla na upínce v místě B	[N]
$F_{upmaxA}$	Síla na upínce v místě A maximální	[N]
$F_{upmaxB}$	Síla na upínce v místě B maximální	[N]
$F_{Z,X-3g,krit}$	Síla ve spoji ve směru Z při zatížení 3g v ose X	[N]
$F_{Z,X-3g,krit,s}$	Síla ve spoji ve směru Z při zatížení 3g v ose X přepočtena do osy šroubu	[N]
$F_{Z,Z3g,krit}$	Přídavná maximální tlaková síla ve spoji	[N]

$F_{Z,Z-g,krit}$	Síla ve spoji při zatížení ve směru Z	[N]
$F_{Z,Z-g,krit,s}$	Pracovní osová síla ve šroubu při zatížení v Z -g	[N]
$J_{x,sv1}$	Moment setrvačnosti svaru 1 v ose X	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{z,sv2,k}$	Moment setrvačnosti koutových svaru 2 k ose Z	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{x,sv2,t}$	Moment setrvačnosti tupých svaru 2 k ose X	[mm <sup>4</sup> ]
$M_{o,k,up}$	Ohybový moment upínky v kritickém místě	[N·mm]
$M_{omaxup}$	Maximální ohybový moment upínky	[N·mm]
$M_{osv1,Y}$	Ohybový moment svaru 1 zatížení ve směru Y	[N·mm]
$M_{osv1,Z}$	Ohybový moment svaru 1 zatížení ve směru Z	[N·mm]
$M_{osv2,s}$	Ohybový moment svaru 2 od gravitace	[N·mm]
$M_{osv2,X}$	Ohybový moment svaru 2 zatížení ve směru X	[N·mm]
$M_{osv2,Z}$	Ohybový moment svaru 2 zatížení ve směru Z	[N·mm]
$M_{ths}$	Třecí moment pod hlavou šroubu	[N·mm]
$M_{tz}$	Třecí moment na závitu	[N·mm]
$M_u$	Utahovací moment šroubu	[N·mm]
$P$	Stoupání závitů	[mm]
$P_{dlinik}$	Dovolený tlak na hliníkové hrubé stavbě	[MPa]
$P_{dzu}$	Dovolený tlak v závitech upínky	[MPa]
$P_{prmax}$	Maximální tlak mezi rámem a hrubou stavbou	[MPa]
$R_{aXl}$	Reakce v místě A v ose X na jeden profil	[N]
$R_{aZl}$	Reakce v místě A v ose Z na jeden profil	[N]
$R_{aZs1}$	Reakce v místě A v ose Z na jeden profil statická	[N]
$R_{bZs1}$	Reakce v místě B v ose Z na jeden profil statická	[N]
$R_{e12.9}$	Mez kluzu pro materiál šroubu 12.9	[MPa]
$R_{e,up}$	Mez kluzu materiálu upínky	[MPa]
$R_{m,up}$	Mez pevnosti materiálu upínky	[MPa]
$R_{e,sv}$	Mez kluzu materiálu svaru	[MPa]
$R_{e,zm}$	Mez kluzu základního materiálu	[MPa]
$R_z$	Poloměr zaoblení	[mm]
$R_{zf}$	Fiktivní poloměr zaoblení	[mm]
$S_{pr}$	Kritická plocha spoje pro tlak mezi hliníkem a ocelí	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{sv1}$	Plocha svaru v místě 1	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{sv2,k}$	Plocha koutových svaru v místě 2	[mm <sup>2</sup> ]
$V_{vmin}$	Minimální objem vodojemu	[l]



$V_{vzd}$	Objem vzduchu vzduchojemu	[l]
$W_{o,k,up}$	Polární moment v ohybu pro kritické místo upínky	[mm <sup>3</sup> ]
$a_k$	Koeficient pro určení součinitele kvality povrchu	[-]
$a_{up}$	Rozměr upínky	[mm]
$a_{xp}$	Zrychlení ve směru osy X při přetížení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$b$	Rozměr upínky	[mm]
$b_k$	Koeficient pro určení součinitele kvality povrchu	[-]
$c$	Hodnota pro výpočet svislého zatížení rámu	[-]
$d_1$	Malý průměr	[mm]
$d_2$	Střední průměr	[mm]
$d_3$	Malý průměr	[mm]
$d_e$	Efektivní rozměr upínky v kritickém místě	[mm]
$dp$	Průměr otvoru v podložce	[mm]
$d_w$	Průměr osazení pod hlavou šroubu	[mm]
$f_{ocel-ocel}$	Součinitel smykového tření ocel-ocel	[-]
$f_{ocel-hliník}$	Součinitel smykového tření ocel-hliník	[-]
$f_z$	Tření na závitě	[-]
$g$	Gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	Rozměr upínky	[mm]
$k_{s\sigma}$	Bezpečnost v tahu šroubu	[-]
$k_\tau$	Bezpečnost v krutu	[-]
$k_{up}$	Bezpečnost upínky	[-]
$k_{vysls}$	Výsledná bezpečnost šroubu	[-]
$k_p$	Bezpečnost proti prokluzu	[-]
$k_{ra}$	Součinitel kvality povrchu	[-]
$k_{s,up}$	Statická bezpečnost upínky	[-]
$k_{ss}$	Statická bezpečnost šroubu	[-]
$k_{sv2}$	Bezpečnost svaru 2	[-]
$k_{sv}$	Bezpečnost svaru 1	[-]
$k_{sv2o}$	Bezpečnost svaru 2 v ohybu	[-]
$k_{vo}$	Součinitel velikosti upínky	[-]
$l_{up}$	Rozměr upínky	[mm]
$l_{1s}$	Část délky šroubu pro tuhost	[mm]
$l_{2s}$	Část délky šroubu pro tuhost	[mm]
$l_{3s}$	Část délky šroubu pro tuhost	[mm]

$m_c$	Celková hmotnost	[kg]
$m_{vzd}$	Hmotnost vzdušniku	[kg]
$m_{vod}$	Hmotnost vodojemu	[kg]
$q, q_1, q_2$	Hodnoty pro přepočet podle Thuma	[-]
$r$	Součinitel asymetrie cyklu	[-]
$s^x$	Součinitel pevnostní hypotézy	[-]
$z_{min}$	Minimální počet nosných závitů v upínce	[-]
$\alpha$	Vrcholový úhel závitu	[°]
$\alpha_{k,up}$	Součinitel koncentrace napětí upínky kritický	[-]
$\alpha_{sv}$	Převodní součinitel svaru kritický	[-]
$\alpha_z$	Součinitel koncentrace napětí zaobleného dna závitu v místě prvního nosného závitu matice	[-]
$\beta_{kup}$	Vrubový účinek kritického místa upínky	[-]
$\beta_z$	Vrubový účinek zaobleného dna závitu v místě prvního nosného závitu matice	[-]
$\Delta_{celkt}$	Deformace spojovaných součástí pro tuhost	[mm]
$\Delta_{prt}$	Deformace profilu pro tuhost	[mm]
$\Delta_{upt}$	Deformace upínky pro tuhost	[mm]
$\varepsilon_p$	Součinitel kvality povrchu šroubu	[-]
$\varphi'$	Třecí úhel závitu	[°]
$\eta$	Poissonovo číslo	[-]
$\eta_\sigma$	Součinitel velikosti pro šroub	[-]
$\psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\psi_\sigma$	Součinitel sbíhavosti šroubu	[-]
$\psi_\sigma^x$	Součinitel sbíhavosti šroubu – vrubovaná součást	[-]
$\psi_{up}$	Součinitel sbíhavosti upínky	[-]
$\psi_{up}^x$	Součinitel sbíhavosti upínky – vrubovaná součást	[-]
$\rho_v$	Poloměr vrubu upínky	[mm]
$\rho^x$	Součinitel velikosti zrna pro šroub	[mm]
$\sigma_c$	Mez únavy šroubu	[MPa]
$\sigma_c^x$	Mez únavy šroubu pro vrubovanou součást	[MPa]
$\sigma_{co,up}$	Mez únavy v ohybu upínky	[MPa]

$\sigma_{co,up}^x$	Mez únavy v ohybu upínky pro vrubovanou součást	[MPa]
$\sigma_{o,k,up}$	Nominální napětí upínky v kritickém místě	[MPa]
$\sigma_{o,k,up,max}$	Maximální napětí upínky v kritickém místě	[MPa]
$\sigma_{o,up}$	Napětí upínky pro životnost	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí ve šroubu	[MPa]
$\sigma_s$	Napětí šroubu	[MPa]
$\sigma_{ts}$	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
$\sigma_{dov}$	Dovolené normálové napětí	[MPa]
$\sigma_{osv2}$	Ohybové napětí ve svaru 2	[MPa]
$\tau_{dov}$	Dovolené tečné napětí ve svaru	[MPa]
$\tau_{ks}$	Krutové napětí ve šroubu	[MPa]
$\tau_{sv1,Mo}$	Tečné napětí ve svaru 1 od ohybu	[MPa]
$\tau_{sv1,p}$	Tečné napětí ve svaru 1 od tahu-tlaku	[MPa]
$\tau_{sv1,c}$	Celkové tečné napětí ve svaru 1	[MPa]
$\tau_{sv2,k}$	Tečné napětí v koutovém svaru 2	[MPa]

## Obsah:

1	Úvod.....	1
2	Současná řešení.....	2
2.1	Jednopodlažní jednotky:.....	2
2.2	Dvoupodlažní jednotky: .....	4
3	Popis problému: .....	6
3.1.1	Přetížení:.....	8
3.1.2	Zatížení vyvoláno jízdou: .....	9
4	Návrh a rozbor několika variant: .....	10
4.1	Varianta č. 1: .....	10
4.2	Varianta č. 2: .....	11
4.3	Varianta č. 3: .....	12
4.4	Zhodnocení a výběr varianty:.....	13
5	Rozpracování vybrané varianty: .....	14
5.1	Zabránění kontaktní korozi: .....	14
5.2	Popis a rozbor vybrané varianty:.....	16
5.2.1	Rám: .....	17
5.2.2	Vodojem: .....	17
5.3	Způsob montáže: .....	17
6	Návrh a kontrola spojení hrubé stavby a rámu: .....	18
6.1	Tuhost přírub:.....	19
6.2	Tuhost šroubu:.....	21
6.3	Zjednodušený MKP model pro určení pracovních sil: .....	21
6.4	Výpočet minimální osově síly:.....	23
6.5	Výpočet maximální síly působící ve šroubu: .....	25
6.6	Určení kritické dynamické síly ve šroubu:.....	26
6.7	Kontrola maximálního tlaku v přírubách: .....	27

6.8	Pevnostní kontrola:.....	27
6.8.1	Statická pevnostní kontrola: .....	27
6.8.2	Kontrola dovoleného tlaku v závitech:.....	28
6.8.3	Dynamická pevnostní kontrola:.....	28
6.9	Kontrola upínky: .....	30
6.9.1	Statická kontrola upínky:.....	30
6.9.2	Dynamická kontrola upínky: .....	32
7	Pevnostní kontrola rámu: .....	34
7.1	Výpočtový MKP model: .....	34
7.2	Statická pevnostní kontrola: .....	35
7.2.1	Přetížení v podélném směru: .....	36
7.2.2	Přetížení v příčném směru: .....	38
7.2.3	Svislé přetížení -g: .....	40
7.2.4	Svislé přetížení 3g: .....	41
7.2.5	Zhodnocení statické pevnostní kontroly:.....	42
7.3	Dynamická kontrola svaru: .....	42
7.3.1	Kontrola v bodě 1 zatížení ve svislém směru:.....	43
7.3.2	Kontrola v bodě 1 zatížení v příčném směru:.....	45
7.3.3	Kontrola v bodě 2 zatížení ve svislém směru:.....	46
7.3.4	Kontrola v bodě 2 zatížení v podélném směru: .....	48
7.3.5	Kontrola v bodě 2 zatížení napouštěním a vypouštěním vodojemu:.....	50
7.3.6	Zhodnocení dynamické bezpečnosti.....	51
8	Závěr: .....	52
9	Seznam použité literatury: .....	53
10	Seznam příloh: .....	55

# 1 Úvod

Řešením diplomové práce je návrh nosného rámu vodojemu. Vodojem a rám jsou součástí dvoupodlažní vlakové jednotky. Diplomová práce je řešena ve spolupráci s firmou Škoda Vagonka a.s., která se zabývá výrobou kolejových vozidel osobní přepravy. Jedná se tedy o návrh a pevnostní kontrolu konceptu nosného rámu, který musí nést vodojem a dva vzduchojemy. Tato dvoupodlažní jednotka vychází z dříve vyráběné jednotky EJ 471.

Pevnostní kontrola byla prováděna podle normy ČSN EN 12 663-1. Hodnoty z této normy byly použity jak pro přetížení rámu, tak pro jeho životnost.

Spoj hrubé stavby, tedy svařované hliníkové kostry vozidla, hliníkem je myšlena slitina hliníku a hořčíku, nejčastěji se jedná o materiál 6061, bude navržen na zatížení zadané normou ČSN EN 12 663 – 1. Kontrolován bude na jednorázové přetížení a na neomezenou životnost.

Při celé práci zde byla snaha dosáhnout co možná nejnižší hmotnosti rámu, a zároveň nízké výrobní náročnosti, která úzce souvisí s cenou výroby rámu.

Samotný vodojem byl zadán pouze objemem, bylo tedy potřeba také navrhnout tvar vodojemu, který by mohl být použitelný u tohoto konceptu rámu. Tvar a uchycení vodojemu byl konzultován s firmou Škoda Vagonka a.s.

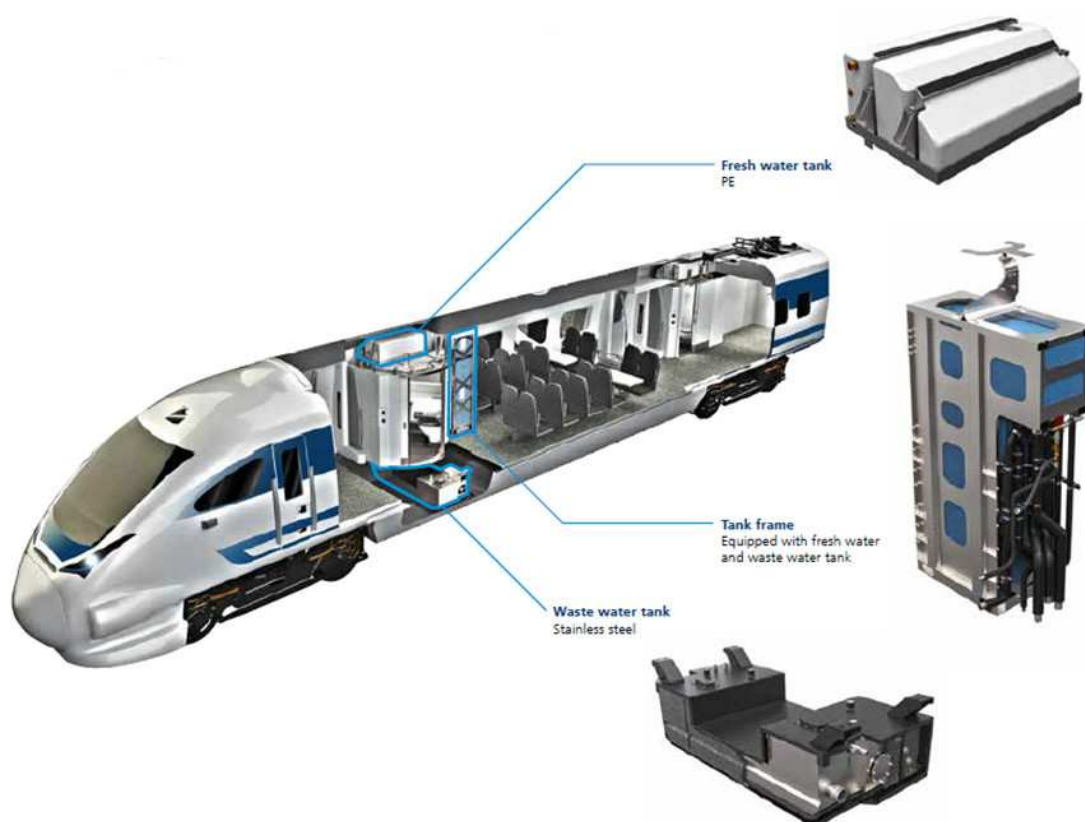
Cílem práce je výběr a rozpracování optimální varianty řešení z nejméně tří navržených variant. Je potřeba provést návrh a pevnostní kontrolu samotného rámu vodojemu a také spoje rámu vodojemu a hrubé stavby vozu na normativní zatížení z normy ČSN EN 12 663 - 1. V neposlední řadě je potřeba zabránit kontaktní korozi, která by mohla vznikat na spoji rámu a hrubé stavby vozu v případě že rám bude vyráběn z oceli.

## 2 Současná řešení

Záchody se ve vlacích nacházejí již velkou řadu let. I když se technologie velmi změnila od klasických po v dnešní době používané podtlakové záchody, technologicky velmi podobné záchodům v letadle, všechny tyto technologie vyžadují vodu na splachování. Velikost nádrže se odvíjí od požadavků objednatele a provozovatele jednotky s ohledem například na vzdálenosti a druhu dopravy. V běžné praxi se požadavek na množství vody pro jeden záchod pohybuje asi do 400 až 450 l vody. V mém případě tedy bude nádrž sloužit pro obsluhu dvou záchodů, proto je objem vodojemu dvojnásobný. Použití jednoho většího vodojemu je vyžadováno z důvodu prostoru ve voze. Historicky se ve firmě Škoda Vagonka a. s. používala koncepce, kdy každý záchod měl jeden svůj vodojem. Pro porovnání jsem vybral několik příkladů ze současné produkce a nedávné historie, které mi byly poskytnuty.

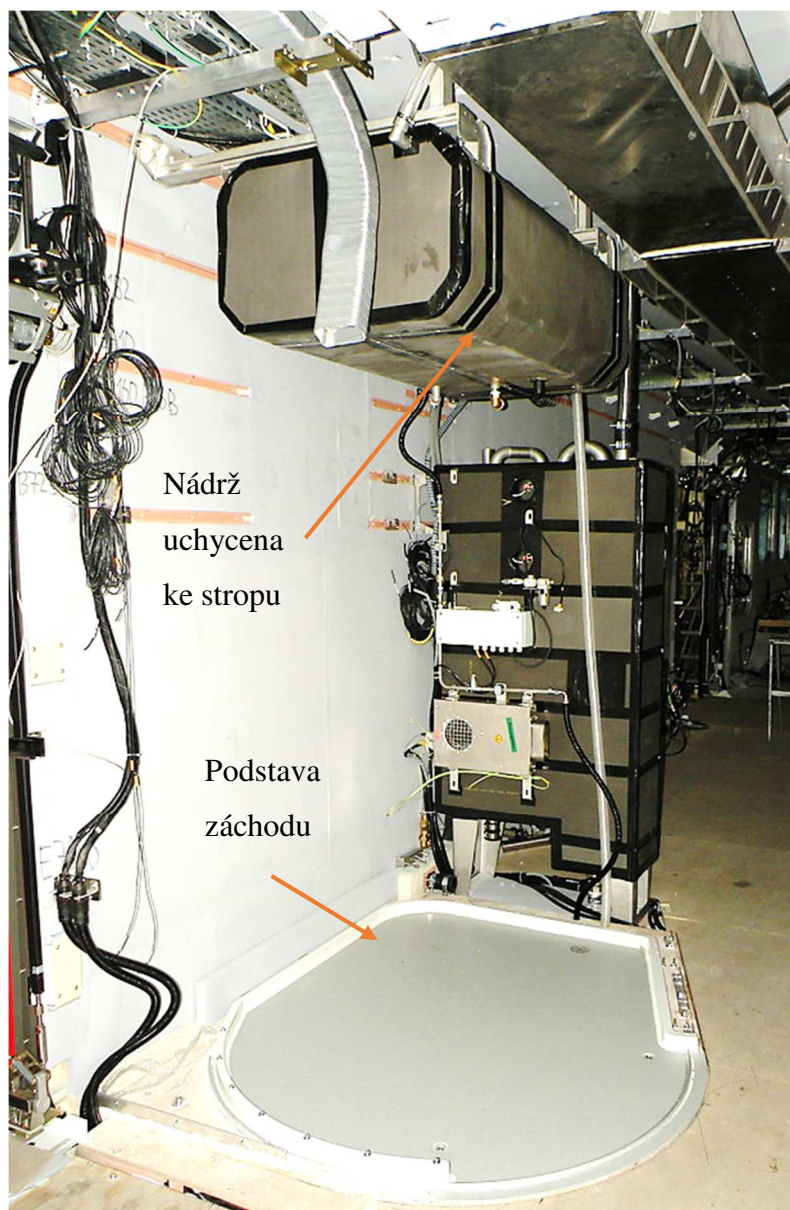
### 2.1 Jednopodlažní jednotky:

V tomto případě se vodojem umísťuje ihned nad zástavbu toalety. Omezení bývá ve velmi malém prostoru nad toaletou.



Obr. 2.1 Příklad umístění a koncepce pro jednopodlažní jednotku firmy EVAC gmbh. [10].

Současnou jednopodlažní jednotku, vyráběnou ve Škoda Vagonka je jednotka vyráběná pro České dráhy jedna se o jednotku s kódovým označením 7Ev, známější jako Regio Panter, později přepracovanou také pro dálkovou dopravu pod označením Inter Panter.



*Obr. 2.2 Jednopodlažní jednotka Regio panter [11].*

V případě této jednopodlažní jednotky je nádrž umístěna ihned nad toaletou. Jedná se o ocelovou nádrž uchycenou ke stropu jednopodlažní jednotky pomocí jednoduchého závěsného rámu. Rám je na stropě uchycen pomocí C drážky. Nádrž je v tomto případě samonosná.



## 2.2 Dvoupodlažní jednotky:

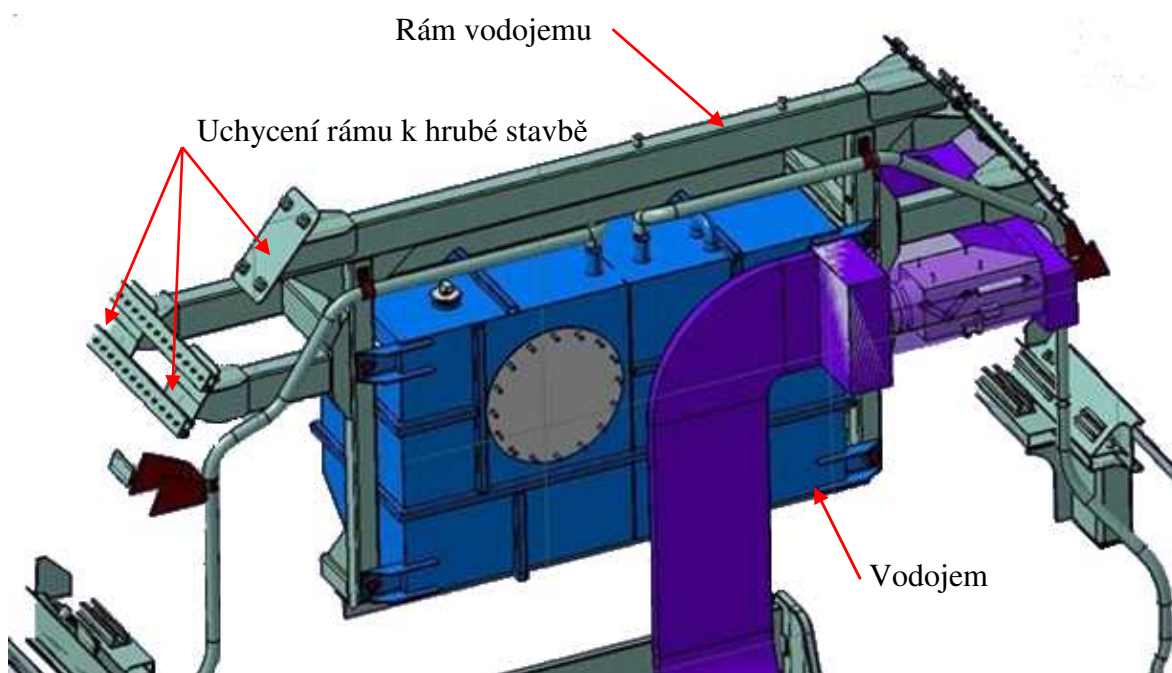
V případě těchto jednotek máme většinou k dispozici více prostoru. Vodojem se v tomto případě často umísťuje do druhého podlaží jednotky, obvykle nad podvozky, kde je v druhém podlaží nízký prostor pro sezení cestujících.

Jedna z velmi dlouho vyráběných a po léta inovovaných koncepcí se používá již od dob jednotek EJ 471 v České republice provozovaných pod názvem City Elephant. Tato jednotka byla přestavěna také pro Slovenský trh s kódovým označením EJ 671. V této jednotce se používá jedna nádrž pro jeden záchod. Nádrž v této jednotce je již plastová umístěná v rámu, který přenáší síly působící na nádrž. Rám v tomto případě není zavěšen, ale je postaven a uchycen pomocí šroubů ve spodní části rámu ke konzoli na hrubé stavbě vozu.



*Obr. 2.3 Vodojem s rámem pro jednotku EJ 671 [11].*

Nejmodernější dvoupodlažní jednotkou aktuálně vyráběnou ve Škoda Vagonka je elektrická jednotka NIM express. Jedná se o dvoupodlažní jednotku vyráběnou pro Deutsche Bahn. Tato jednotka má být provozována na trati Norimberk-Ingolstadt-Mnichov. Typickým pro tuto jednotku je menší obrys vlaku, oproti EJ 471, proto i v horní části vozu je velmi málo prostoru. Nádrž s rámem je rovněž zavěšena na hrubou stavbu jednotky. Nádrž je v tomto případě ocelová.



Obr. 2.4 Zástavba vodojemu v druhém podlaží vozu NIM express [11].

Zkušenosti jsou tedy jak se zástavbou ocelových, tak plastových nádrží v poslední době se ovšem velmi často klade důraz na co možná nejnížší hmotnost nádrže, proto se používají častěji plastové nádrže. Jak jsem již uvedl v mém případě je nádrž společná pro dva záchody, proto jsem musel navrhnout novou koncepci rámu i nádrže. Mnou navržené řešení je výhodné také z důvodu, že rám slouží i pro uchycení vzduchojemů a není nutno řešit jejich uchycení samostatně.

### 3 Popis problému:

Vodojem není zadán rozměry, ale pouze minimálním objemem 800 l a tudíž také hmotností, později byly doplněny informace o materiálu vodojemu, který bude vyroben z Polyethylenu metodou rotačního natavování. Pro potřeby diplomové práce byl tvar vodojemu jeho uchycení i tloušťka konzultována ve firmě Škoda Vagonka a.s.

$$V_{vmin} = 800 \text{ l}$$

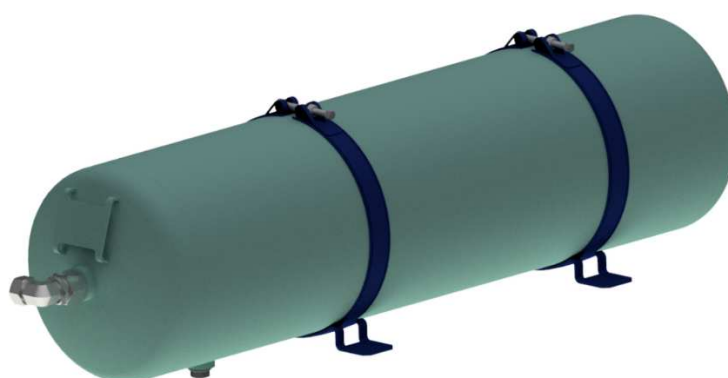
Objem vodojemu byl později stanoven na 1000 l, vodojem s tímto objemem se vejde do prostoru a je zde rezerva při požadavku odběratele na větší objem vody.

$$V_v = 1000 \text{ l}$$

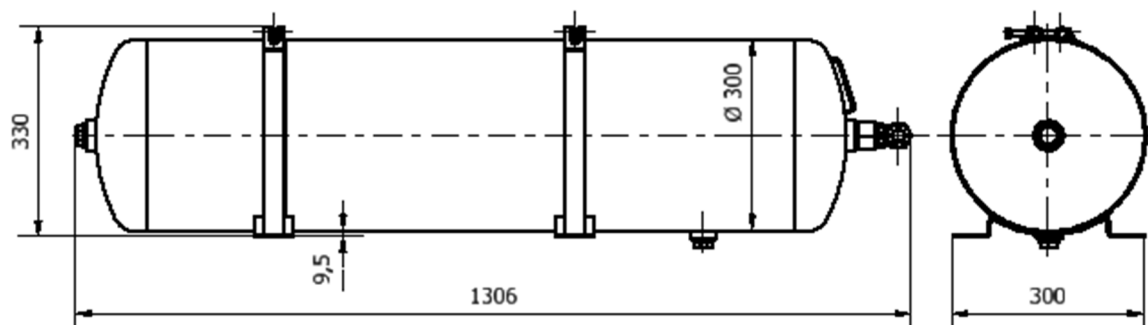
Dalšími součástmi, které budou umístěny na rámu, jsou také dva zadané vzduchojemy. Každý vzduchojem má:

$$\text{Objem: } V_{vzd} = 75 \text{ l}$$

$$\text{Hmotnost: } m_{vzd} = 40 \text{ kg}$$



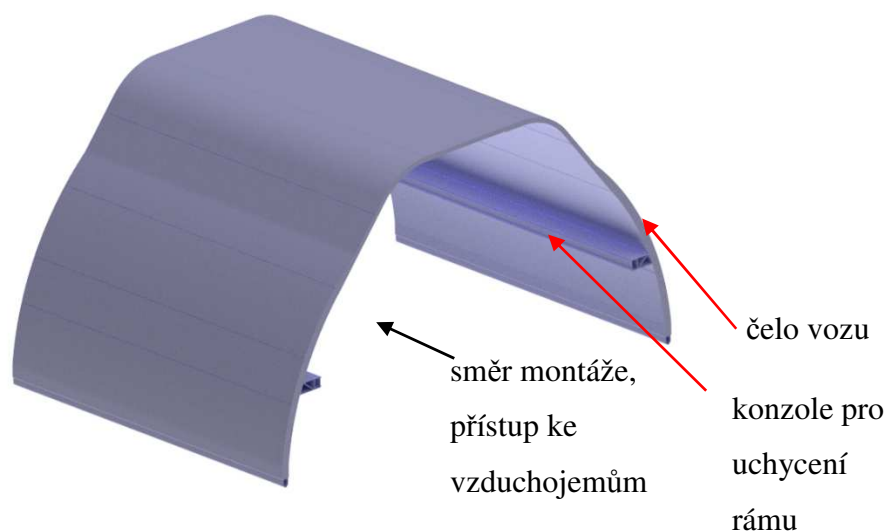
*Obr. 3.1 Zadaný vzduchojem.*



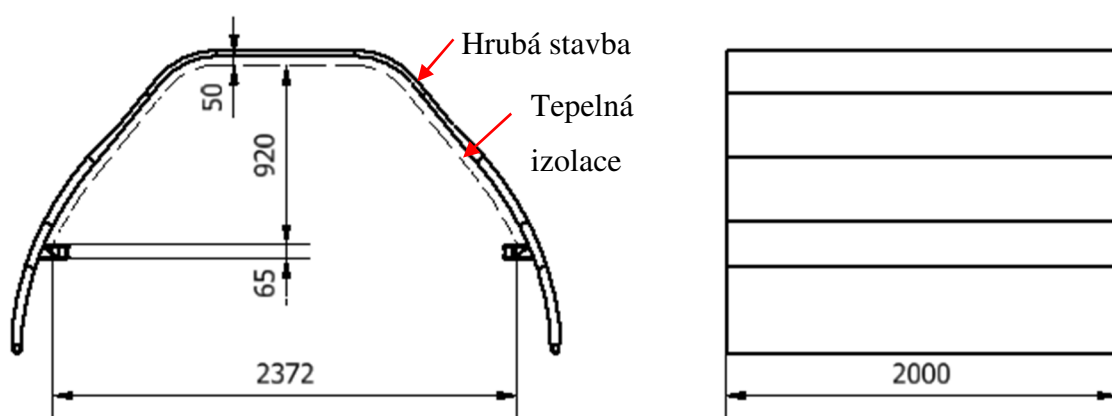
*Obr. 3.2 Rozměry zadaného vzduchojemu.*

Tento vzduchojem se na rám uchytí pomocí obroucí, které jsou jeho součástí. Patky obroucí jsou opatřeny otvory pro šrouby.

Při návrhu jsem byl omezen zejména prostorem. Prostor je dán tvarem hrubé stavby vozu. Jedná se o horní patro dvoupatrační jednotky. Prostor musí být dále zmenšen ještě o tepelnou izolaci, která je vysoká 50 mm. Délku prostoru z jedné strany omezuje konec vagónu a z druhé strany je prostor omezen klimatizační jednotkou. Spodní část prostoru je omezena konzolí, na které musí být rám umístěn. Pod konzolí se může nacházet třeba pouze matice šroubového spoje v případě potřeby.



Obr. 3.3 Zadaný prostor pro umístění.



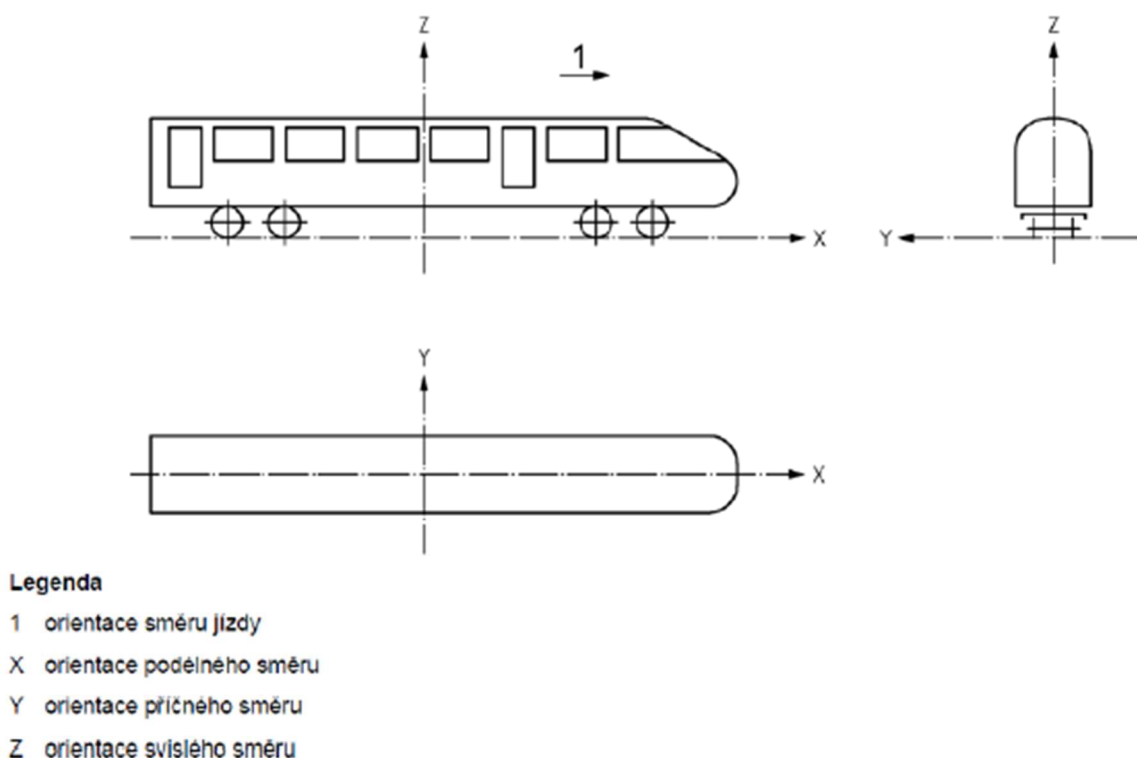
Obr. 3.4 Zadaný prostor s rozměry.

Rám může být do prostoru dopraven přes čelo vozu, které v době montáže vodojemu ještě nebude našroubováno. Přístup ke vzduchojemům bude umožněn buďto otvorem v čele vozu, nebo ze spodního oddílu. Tento přístup je potřeba z důvodů revizí. Jeho návrh není součástí práce.

Součástí diplomové práce je návrh spojení rámu vodojemu a hrubé stavby vozu. Toto spojení musí být realizováno rozebíratelným spojem. Po zvážení různých možností a konzultaci se zadavatelem práce se jako optimální jeví šroubový spoj.

Pevnostní kontrola rámu musí být provedena podle normy ČSN EN 12 663 – 1 [8]. Tato norma stanovuje zatížení v jednotlivých směrech. Zatížení je definováno zrychlením. Pro jednotlivé směry musejí být zatížení kontrolována jednotlivě. Spoj hrubé stavby a rámu bude také navrhován dle normy ČSN EN 12 663-1 [8].

Podle dohody se zadavatelem je toto vozidlo zařazeno do kategorie P-II, toto je kategorie určená například pro ucelené železniční jednotky.



Obr. 3.5 Zobrazení souřadného systému [8].

Ve všech směrech i případech zatížení počítám s plným vodojem. Plný vodojem vyvolává největší zatížení rámu. Pro potřeby normy se neuvažuje hydraulický ráz, předpokládá se, že bude použit vodojem s vlnolamy, které by měly snížit tyto rázy na minimum. Navíc již samotné zatížení normou je silně předimenzováno.

### 3.1.1 Přetížení:

Jedná se o hodnoty z tabulek 13, 14 a 15 v normě ČSN EN 12 663-1 [8].

Tab 3.1 Hodnoty zrychlení pro jednorázové přetížení.

<b>Zrychlení ve směru osy X</b>	$\pm 3 \cdot g$
<b>Zrychlení ve směru osy Y</b>	$\pm 1 \cdot g$
<b>Zrychlení ve směru osy Z</b>	$(1 \pm c) \cdot g = (1 \pm 2) \cdot g = 3 \cdot g; -1 \cdot g$

Jedná se o hodnoty jednorázového přetížení, které mohou vzniknout třeba při srážce vlaku s překážkou. Proměnná  $c$  je závislá na poloze zařízení ve voze, pokud je zařízení ve

středu vozu nabývá hodnoty 0,5 a směrem ke koncům vozu se zvyšuje až na hodnotu 2. V mém případě je zařízení uchyceno na konci vozu, proto dosazuji hodnotu  $c = 2$ . V případě zrychlení ve směru osy X a Y je zapotřebí započítat do analýzy také gravitaci. V případě zatížení ve směru osy Z je gravitace zohledněna již v zatížení daném normou. Gravitační zrychlení a jeho směr je zadán normou a působí ve směru záporné osy Z.

$$g = -9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

### 3.1.2 Zatížení vyvoláno jízdou:

Toto zatížení je vyvoláno jízdou vlaku. Ve směru Y a Z je způsobeno pohybem vlaku po nerovné koleji, ve směru X je způsobeno zrychlováním a zpomalováním vlaku. Vzhledem k tomu, že nemám změřené jízdní spektrum, ale ani spektrum vytvořené simulací pohybu vlaku. Vycházím z hodnot zveřejněných v tabulkách 16, 17 a 18 v normě ČSN EN 12 663 – 1 [8].

*Tab 3.2 Hodnoty zrychlení pro určení životnosti.*

<b>Zrychlení ve směru osy X</b>	$\pm 0,15 \cdot g$
<b>Zrychlení ve směru osy Y</b>	$\pm 0,15 \cdot g$
<b>Zrychlení ve směru osy Z</b>	$(1 \pm 0,15) \cdot g$

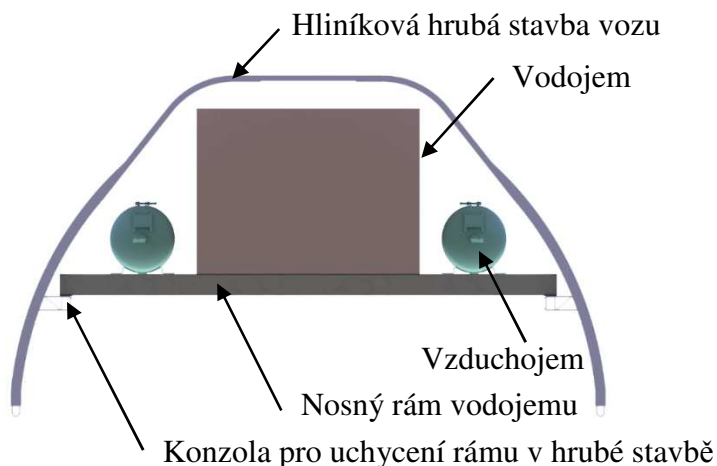
V každém ze směrů se musí posoudit životnost rámu zvlášť a musí vyhovět podmínce minimálního počtu cyklů. Počet cyklů na těchto hladinách v každém směru musí být minimálně  $10^7$ . Pro určení je možno použít buďto metodu kumulativního poškození, popřípadě metodu trvalé pevnosti. Vzhledem, k tomu že nemám k dispozici spektrum, ale pouze hodnoty zrychlení použiji metodu trvalé pevnosti.

## 4 Návrh a rozbor několika variant:

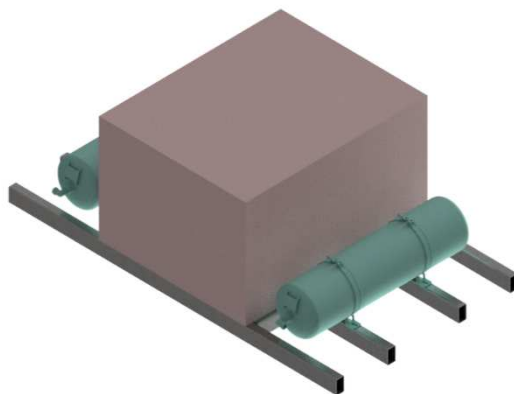
Již podle zadání bylo potřeba vybrat řešení ze třech variant.

### 4.1 Varianta č. 1:

Tato varianta je navržena především s ohledem na co možná nejnížší hmotnost. Jedná se o svařovanou ocelovou konstrukci z hutních polotovarů. Rám, vodojem a oba vzduchojemy budou uchyceny pomocí šroubových spojů.



*Obr. 4.1 Čelní zobrazení 1. varianty.*



*Obr. 4.2 Izometrický pohled na první variantu bez hrubé stavby.*

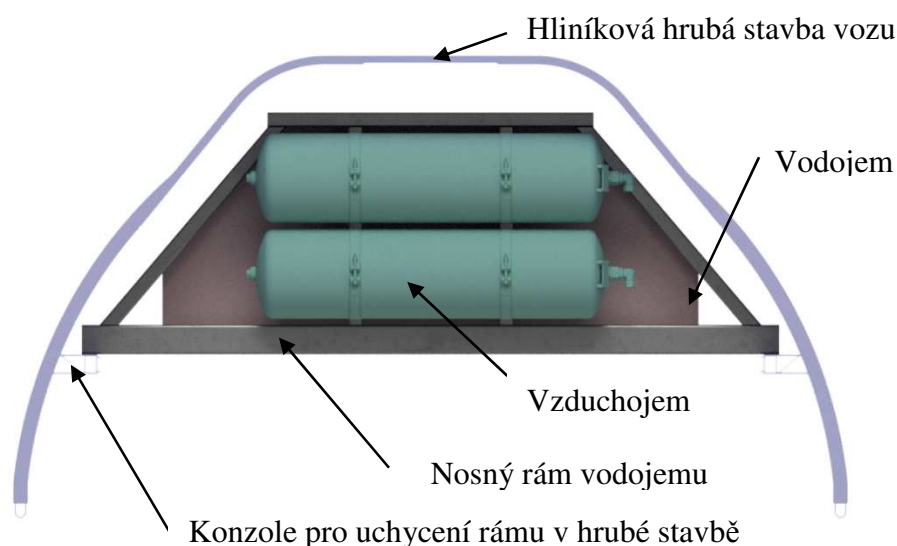
Výhodami této konstrukce jsou především nízká hmotnost a jednoduchá tvarově málo složitá konstrukce vodojemu i rámu.

Vodojem může být ovšem uchycen k roštu pouze ve spodní části, což sebou nese další problém jak takto vysoký vodojem uchytit, aby nedošlo k jeho destrukci při zatížení daném normou. Vysoký vodojem více zatěžuje rám vlivem větších klopných momentů, které jsou způsobeny vzdáleností těžiště vodojemu od rámu.

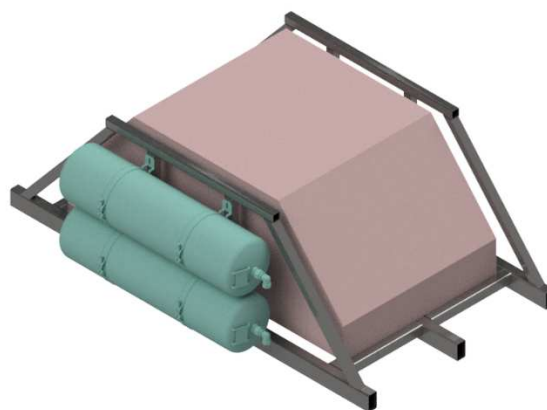


## 4.2 Varianta č. 2:

Jedná se o ocelovou konstrukci z hutních polotovárů, které budou spojeny pomocí svařování. Varianta se díky svým čelům, na jednom z nich jsou umístěny vzduchojemy, vyznačuje určitě vyšší tuhostí, ale také vyšší hmotností. Rovněž výrobní náročnost je vyšší. Jedná se tedy o rošt s čely na obou stranách. Rám s hrubou stavbou by byl spojen pomocí šroubového spoje.



*Obr. 4.3 Čelní pohled na druhou variantu.*



*Obr. 4.4 Izometrický pohled na první variantu bez hrubé stavby.*

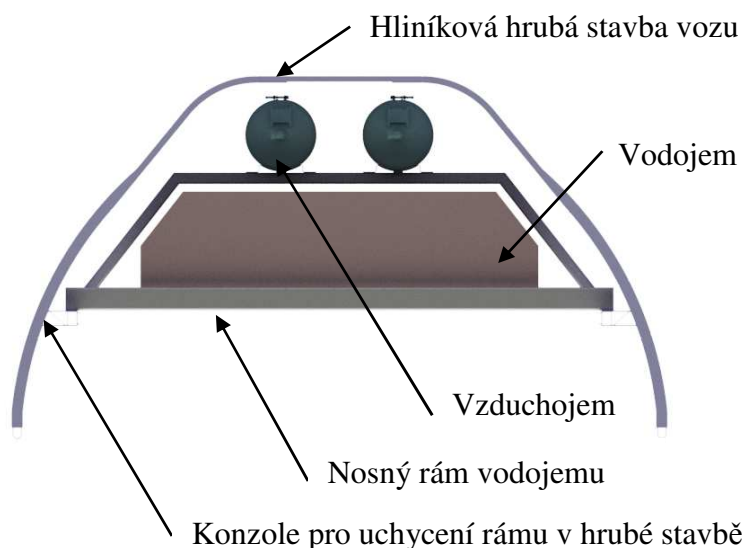
Tato konstrukce se oproti první variantě vyznačuje vyšší tuhostí. Výhodou je také přístup k oběma vzduchojemům pomocí jednoho menšího otvoru. Výhodou a zároveň nevýhodou jsou čela rámu v případě extrémního zatížení zabránění posunu vodojemu.

Čela ovšem zároveň zabraňují demontáži vodojemu přes čelo vozu bez demontáže kompletního rámu. Tato varianta má také vyšší hmotnost oproti první variantě a je také výrobně náročnější.

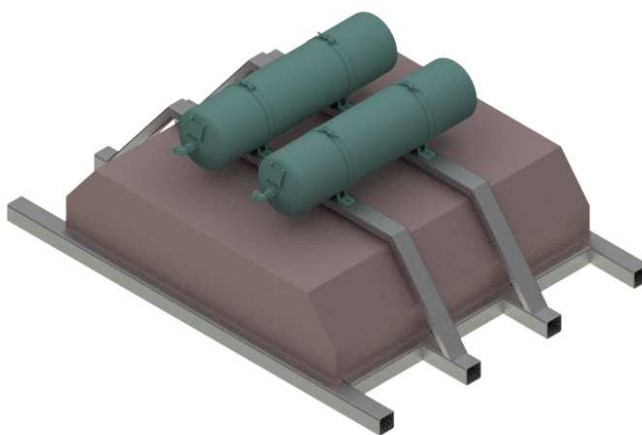


### 4.3 Varianta č. 3:

Znovu se jedná o rámovou konstrukci vyráběnou svařováním ocelových hutních polotovarů. V tomto případě se jedná o variantu, která je kombinací dvou předchozích variant a měla by kombinovat výhody jak první, tak druhé varianty. Vzduchojemy jsou uloženy souměrně a podélně vzhledem k hrubé stavbě. Spoj hrubé stavby a rámu bude realizován pomocí šroubového spoje.



Obr. 4.5 Čelní zobrazení 3. varianty.



Obr. 4.6 Izometrický pohled na první variantu bez hrubé stavby.

Výhodou tohoto řešení je vyšší tuhost oproti první variantě, zároveň je ovšem lehčí, než druhá varianta. Další výhodou je možnost demontovat vodojem, nebo vzduchojemy přes čelo vozu

Nevýhodou jsou trochu vyšší výrobní náklady a hmotnost než u varianty první.

#### 4.4 Zhodnocení a výběr varianty:

Pro výběr varianty jsem použil metodu založenou na bodovém hodnocení jednotlivých kritérií.

Při výběru optimální varianty, která bude dále rozpracována, bylo požadavkem zadavatele zhodnotit několik kritérií. Jedná se o kritéria hmotnosti, výrobní náročnosti a ceny. Tyto kritéria jsou tedy opatřeny největší vahou. Další kritéria jsem volil podle uvážení jejich pozitivního vlivu na konstrukci a funkci rámu.

Přístup ke vzduchojemům: Je potřeba především z důvodů pravidelných revizí, popřípadě při výměně vzduchojemu. Výhodou je například jeden otvor pro oba vzduchojemy, nebo možnost demontovat vzduchojemy přes revizní otvor.

Demontáž vodojemu: Se provádí opravdu velmi málo, ale v některých případech může být potřeba, proto je dobré pokud jde vodojem demontovat přes čelo vozu a není potřeba vyjmout celý rám popřípadě ještě více zasahovat do hrubé stavby vozu.

Výška těžiště: Je kritérium, které má hned více dopadů. Jeden z dopadů je na silové zatížení rámu, přičemž u nižšího těžiště dochází k menší zátěži rámu v podélném a příčném směru vlivem menšího ramene, na kterém působí síla v těžišti. Další pozitivní vliv nižšího těžiště je na jízdní vlastnosti vozu, i když je hmotnost vody vzhledem k celkové hmotnosti vlaku skoro zanedbatelná.

Tab 4.1 Výběr varianty.

Kritérium	Váha	Rozsah	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
<b>Hmotnost</b>	10	0 - 10	10	5	10
<b>Výrobní náročnost</b>	10	0 - 10	10	5	5
<b>Cena</b>	10	0 - 10	10	5	5
<b>Využití prostoru z čelního pohledu</b>	8	0 - 10	5	10	10
<b>Přístup ke vzduchojemům</b>	8	0 - 10	5	10	10
<b>Demontáž vodojemu bez rámu</b>	6	0 - 10	10	0	10
<b>Výška těžiště</b>	6	0 - 10	5	5	10
<b>Vážený průměr</b>			8,10	5,86	8,27

Bodový rozsah je od nuly do deseti, přičemž deset je nejlepší splnění tohoto kritéria a nula nejhorší splnění.

Optimální je varianta č. 3, která má nejvyšší výsledné bodové hodnocení. Dále se budu zabývat touto variantou.

## 5 Rozpracování vybrané varianty:

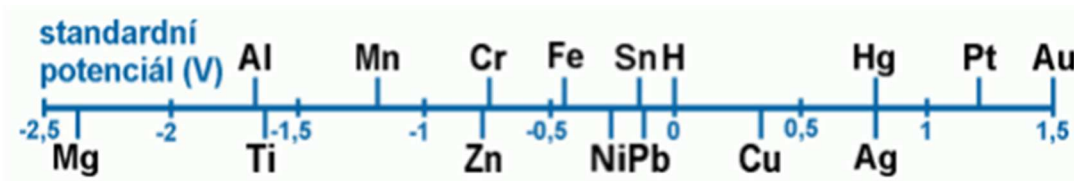
Materiál rámu bude z ekonomických důvodů ocel, proto je potřeba zabránit kontaktní korozi mezi rámem a skříní vozidla.

### 5.1 Zabránění kontaktní korozi:

Vzhledem k použitému materiálu rámu, kterým je ocel a hrubé stavbě vozu, která je vyráběna z hliníku, dochází ke vzniku galvanického makro článku. V tomto makro článku bude docházet ke korozi hliníku, která by ovlivnila mechanické vlastnosti hrubé stavby vozu. Této korozi je třeba zabránit, protože ve výjimečném případě by mohlo dojít ke koroznímu křehnutí materiálu a v extrémním případě také ke vzniku prasklin v místě spoje.

Dalším zhoršujícím jevem je možný vznik koroze vlivem bludných proudů, navíc je nádrž umístěna v uzavřeném nevětraném prostoru, proto je zde také riziko že v těchto místech může být vyšší, než běžná atmosférická vlhkost.

To, která část spoje bude korodovat, se určuje podle rozdílů v elektrochemických potenciálech látek, které spolu přicházejí do kontaktu.



Obr. 5.1 Potenciály jednotlivých kovů [V] při teplotě 25°C [12].

Elektrochemické potenciály viz [5]:

Hliník = -1,662 E°/V

Ocel = -0.447 E°/V

Tab 5.1 Vzájemné použití kovů [12].

	Fe	Fe-Cr	Cu	Al	Zn	Pb, Sn	Au
uhl. ocel, litina (Fe)	+	0	-	-	+	0	0
korozivzd. oceli (Fe-Cr)	+	+	+	+	+	+	+
měď a slitiny (Cu)	+	+	+	+	+	+	0
hliník a slitiny (Al)	0	0	-	+	+	+	-
zinek a slitiny (Zn)	-	-	-	-	+	+	-
olovo, cín, pájky (Pb, Sn)	+	0	0	+	+	+	0
zlato (Au)	+	+	+	+	+	+	+

+ kombinaci kovů lze použít, korozní ovlivnění je zanedbatelné

0 kombinace kovů je přijatelná, koroze je spojením mírně zvýšena

- kombinace kovů je nevhodná, korozní ovlivnění je velké

Tabulka popisuje vhodné a nevhodné kombinace kovů, které jsou spojeny. Podle této tabulky je kombinace hliníku a oceli buďto nevhodná nebo ze zvýšenou rychlostí koroze

Při posouzení, zda je možné použít tuto kombinaci bez dalších opatření, případně jaké kombinace jsou přípustné, jsem vycházel ze zkušeností popsanych v [15]:

K zabránění korozi je možno použít poměrně hodně metod, které jsou založeny na různých fyzikálních principech.

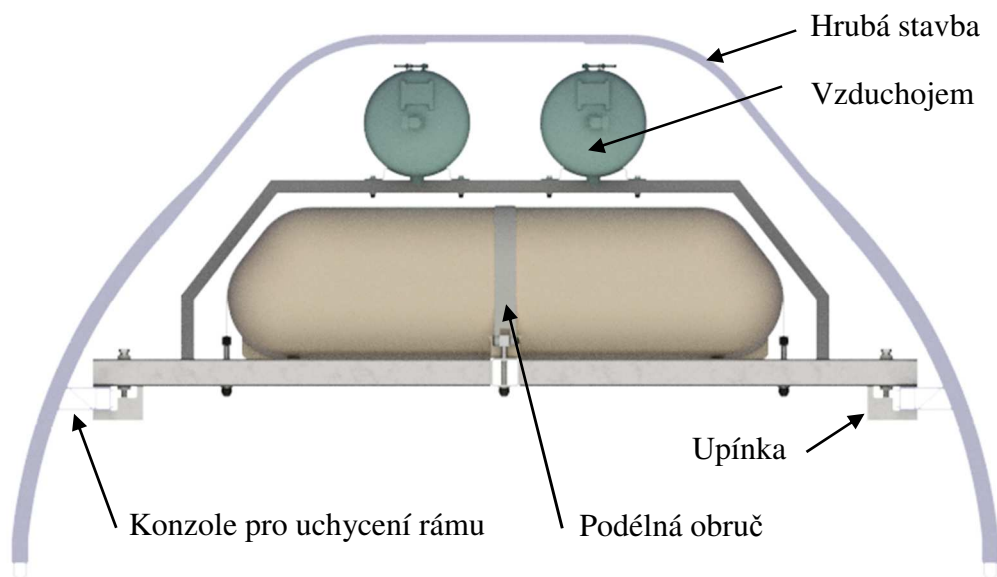
Způsoby zabránění:

- Obětovanou elektrodou. Jedná se o obětování dalšího kovového prvku, který je přidán do konstrukce pouze pro zabránění koroze nosných prvků, často hořčík. Toto se používá často například v bojlerech.
- Směrem proudění elektrické energie v konstrukčním uzlu je možné zabránit vzniku koroze. Je potřeba slabý zdroj energie s takovou polaritou, aby proudila energie opačným směrem, než energie vznikající účinkem galvanického makro článku. Tento způsob je velmi složitý a nejistý vzhledem k určení velikosti proudu
- Nátěrem ocelové konstrukce. Tento způsob je poměrně levný a jednoduchý, ovšem je zde problém pokud by mohlo docházet k nějakým vibracím, jejichž vlivem by mohlo dojít k prodření ochranné vrstvy.
- Pokovení ocelových dílů konstrukce například Kadmiem. Je vhodné pro menší díly.
- Eloxováním hliníkového povrchu, což je ovšem v případě velké hrubé stavby vozu nereálné.
- Další metodou, osvědčenou ve Škoda Vagonka je použití tenkého plátu z nerezové oceli, který oddělí tyto dva prvky. Nerezová ocel nereaguje ani s jedním z prvků. To že je možno použít tuto kombinaci je možné vidět z výše uvedené tabulky. V praxi se používá třeba ve spoji hliníkové hrubé stavby a podvozku.

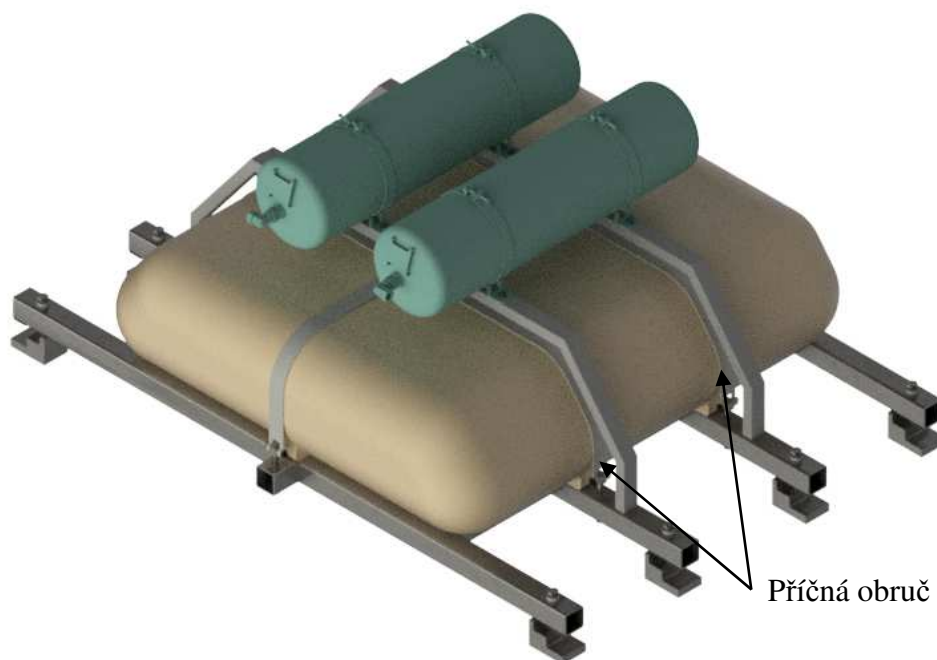
Po zvážení všech reálných variant a po konzultaci se zadavatelem práce jsem se rozhodl použít mezi rámem a hrubou stavbou plát nerezové oceli v kombinaci s rámem ošetřeným nátěrem, takže se v podstatě bude jednat o kombinaci těchto dvou druhů zabránění koroze. Zabránění koroze mezi upínkou a hrubou stavbou bude provedeno pomocí pokovení upínky kadmíem. V tomto případě je kadmium výhodné díky zlepšení třecích vlastností závitu v upínce.

## 5.2 Popis a rozbor vybrané varianty:

Zjednodušený popis varianty byl uveden v kapitole 4.3. Vzduchojemy jsou uchyceny podélně s hrubou stavbou vozu na vzpěrách rámu. Uchycení je realizováno pomocí šroubového spoje. Rám s hrubou stavbou bude spojen pomocí sevření konzole upínkou. Síla na upínce je vyvozena utažením šroubu.



*Obr. 5.2 Čelní pohled na výslednou variantu.*



*Obr. 5.3 Izometrický pohled na výslednou variantu bez hrubé stavby vlaku.*

### 5.2.1 Rám:

Jedná se o příhradovou konstrukci vyztuženou dvěma vzpěrami, na kterých jsou zároveň uchycena dva vzduchojemy. Pro výrobu budou použity duté profily čtvercového, nebo obdélníkového průřezu. V místech šroubu pro uchycení rámu na hrubou stavbu je pomocí koutových svarů vyvařena vložka pro zvýšení tuhosti rámu v místě šroubu realizujícího spoj. Detail spoje viz Obr. 6.1



*Obr. 5.4 Rám s popisem profilů.*

### 5.2.2 Vodojem:

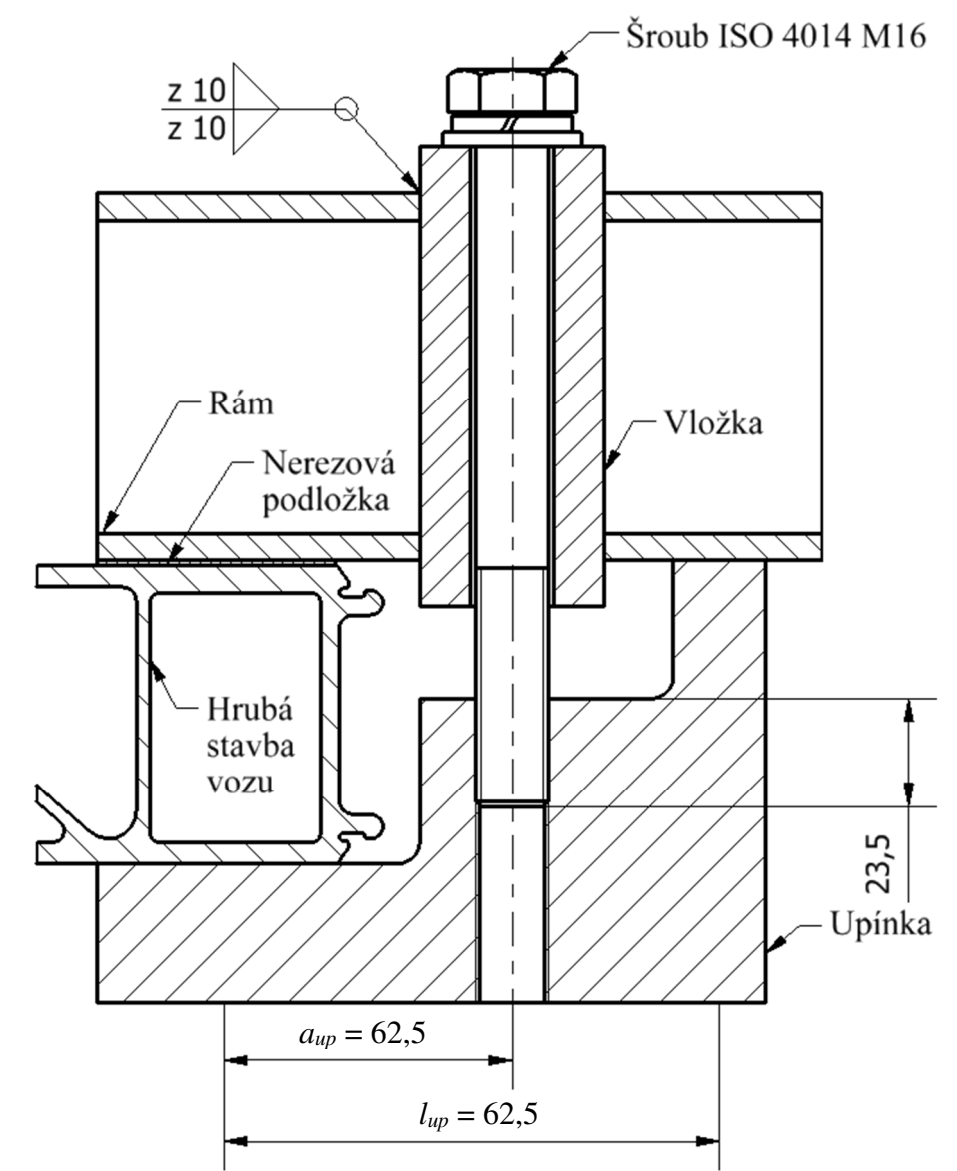
Vodojem a jeho uchycení není přímo předmětem této diplomové práce. Navržený tvar vodojemu byl konzultován s firmou Škoda Vagonka a. s. Vodojem by měl být k rámu uchycen pomocí obručí z tenké oceli, popřípadě pomocí textilních popruhů. Podstatné je především kde a jakým způsobem bude uchycen vodojem na rám a tyto body se v závislosti na použití různých způsobů neliší, vždy se bude jednat o šroubový spoj, jehož detailní návrh a určení utahovacího momentu tohoto spoje navrhuje subdodavatel vodojemu.

### 5.3 Způsob montáže:

Rám bude osazen vodojemem a vzduchojemy mimo vozidlo a poté bude do vozu vložen přes čelo před jeho montáží. Mezi rám a hrubou stavbu budou vloženy nerezové pláty. Po umístění vodojemu bude vodojem se vzduchojemy připojen k potrubí a až poté budou umístěny a utaženy upínky. Závity budou zajištěny pomocí lepidla Loctite 243. Pro přístup ke vzduchojemům z důvodů revize a také potřeby jejich případné demontáže bude sloužit montážní otvor umístěný na čele vozu.

## 6 Návrh a kontrola spojení hrubé stavby a rámu:

Spoj hrubé stavby a rámu bude realizován pomocí upínky. Hlavním důvodem pro toto rozhodnutí je absence děr v hrubé stavbě vozu, tyto díry se musejí vrtat ruční vrtačkou, až po svaření vozu což není moc přesné, rovněž tyto díry ovlivňují hrubou stavbu a to především svým vrubovým účinkem. V mém případě je upínka ocelová pokovená kadmíem a normalizovaný šroub je také kadmiovaný.



Obr. 6.1 Schéma spojení hrubé stavby a rámu.

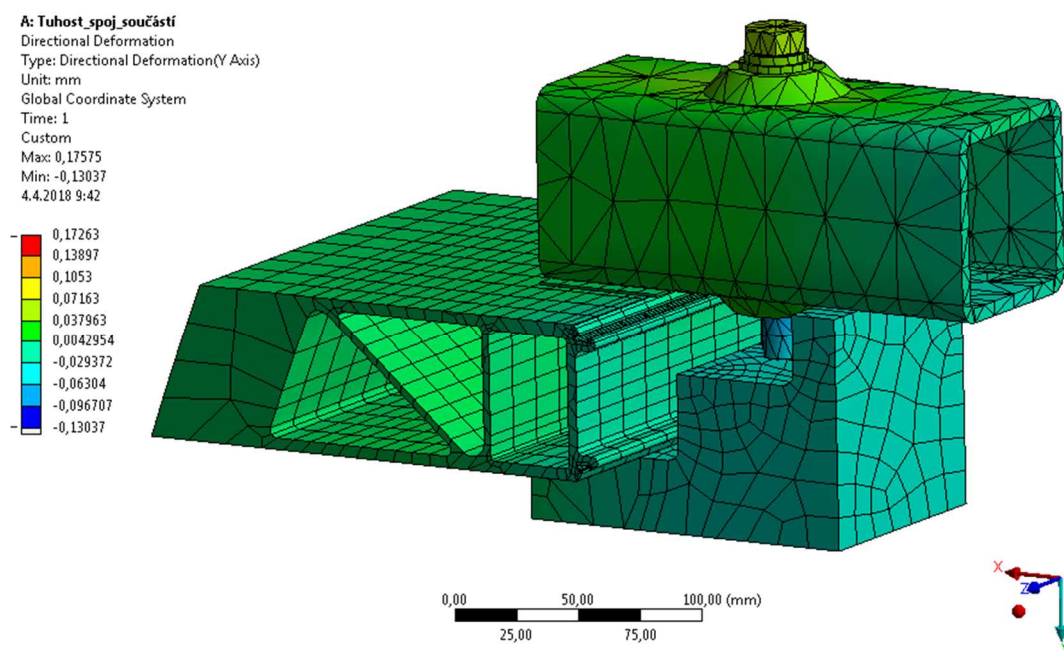
Síly, které působí ve spoji je zapotřebí přepočítat pomocí rozměrů upínky na sílu působící v ose šroubu. Upínku uvažuji za ideálně tuhý nosník na dvou podporách.

Jedná se o předepjatý šroubový spoj, zatížený osovou silou, je tedy zapotřebí provést výpočet pomocí digramu předepjatého šroubového spoje, a to v jednotlivých směrech zvlášť. K tomuto je potřeba znát tuhosti šroubu i přírub.

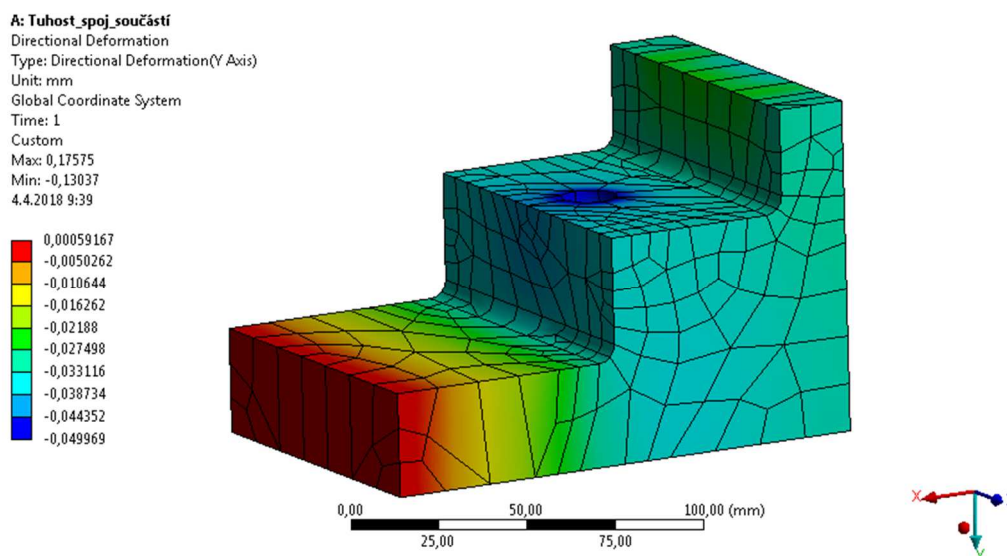


## 6.1 Tuhost přírub:

Vzhledem, k velmi složitému tvaru jednotlivých dílů tohoto šroubového spoje jsem se rozhodl určit tuhost přírub pomocí MKP. Výsledná deformace pro výpočet tuhosti je součtem minimální deformace upínky a maximální deformace horní části vložky vždy se jedná o deformace ve směru osy šroubu. Pro výpočet jsem se rozhodl vytvořit zjednodušený zkušební model, ve kterém byly použity pouze lineární kontakty. Jako pevná byla nastavena hrubá stavba vozu, které byl přiřazen materiál hliníkové slitiny s mechanickými vlastnostmi dle [7]. Kompletní analýza pro určení tuhosti spojovaných součástí viz Příloha H.5. Analýza byla vytvořena v programu Ansys Workbench 18.2.

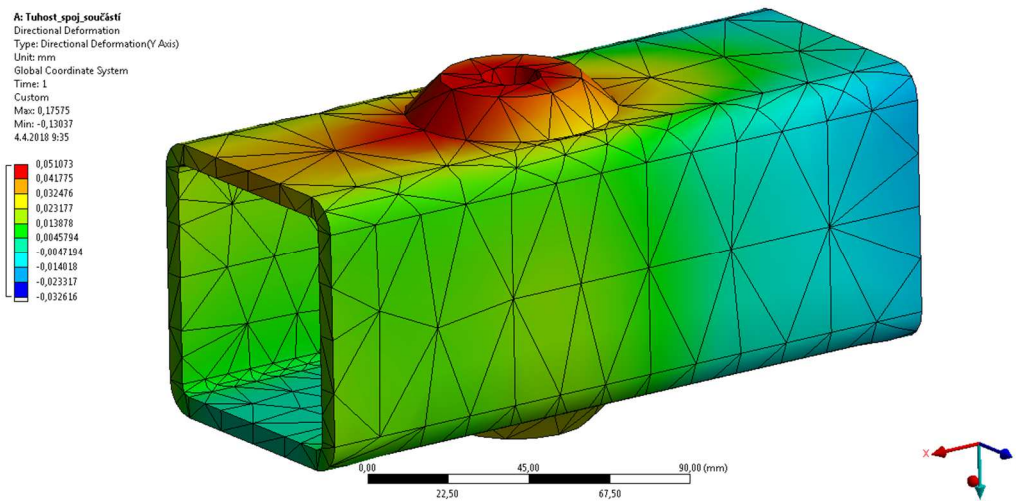


Obr. 6.2 Deformace modelu ve směru osy šroubu .



Obr. 6.3 Deformace upínky ve směru osy šroubu.





Obr. 6.4 Deformace profilu rámu ve směru osy šroubu

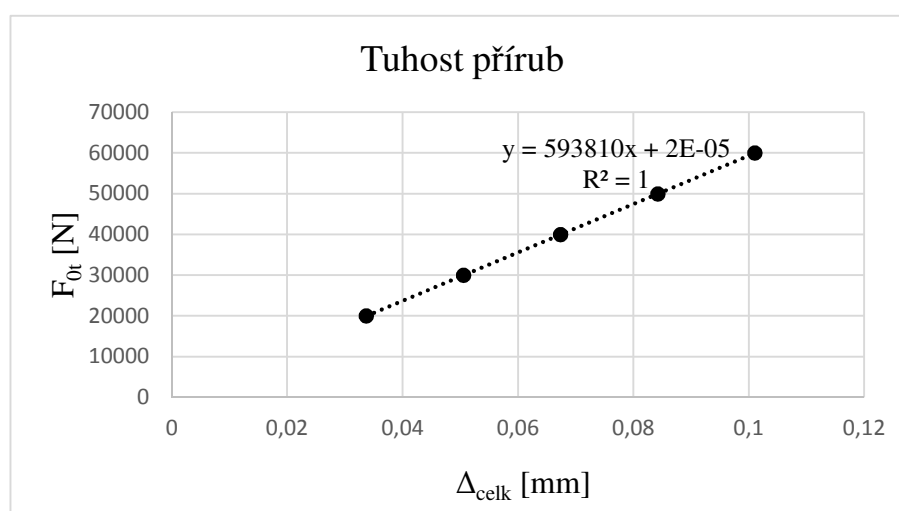
Tuhost byla určena u několika hodnot předpětí.

Tab 6.1 Výpočet tuhosti přírub

$F_{0t}$ [N]	$\Delta_{prt}$ [mm]	$\Delta_{upt}$ [mm]	$\Delta_{celkt}$ [mm]	$C_{př}$ [N·mm <sup>-1</sup> ]
20000	0,01702	0,01666	0,03368	$5,938 \cdot 10^{-5}$
30000	0,02554	0,02499	0,05052	$5,938 \cdot 10^{-5}$
40000	0,03405	0,03331	0,06736	$5,938 \cdot 10^{-5}$
50000	0,04256	0,04164	0,08420	$5,938 \cdot 10^{-5}$
60000	0,05107	0,04997	0,10104	$5,938 \cdot 10^{-5}$
výsledná tuhost $C_{př}$				<b>593 800</b>

$$\Delta_{celkt} = \Delta_{prt} + \Delta_{upt} = 0,01702 + 0,01666 = 0,03368 \text{ mm} \quad (6.1)$$

$$C_{př} = \frac{F_{0t}}{\Delta_{celkt}} = \frac{20000}{0,03368} = 593\,824 \text{ N·mm}^{-1} \quad (6.2)$$

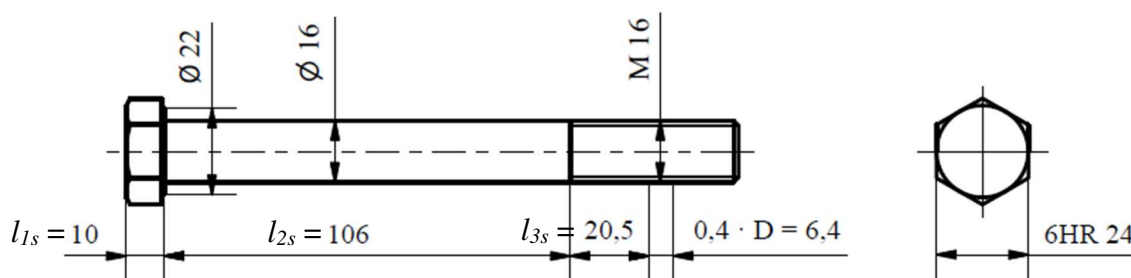


Obr. 6.5 Tuhost přírub.

Jedná se o lineární závislost, s největší pravděpodobností vlivem použití pouze lineárních kontaktů. Vzhledem k velmi kvalitní aproximaci pomocí lineární spojnice trendu si mohou dovolit použít tuto tuhost i v jiných bodech než byly použity pro výpočet, ovšem na intervalu od 20 000 do 60 000 N.

## 6.2 Tuhost šroubu:

Tuhost šroubu jsem vypočetl analyticky, vzhledem k tomu, že šroub je tvarově jednodušší než příruby. Hodnota hloubky deformované části šroubu v upínce dle [3].



Obr. 6.6 Zobrazení šroubu pro výpočet tuhosti

Tab 6.2 Rozměry závitu M16 [4]

P	2 mm
D	16 mm
d2	14,701 mm
d1	13,835 mm
d3	13,546 mm
α	60°

Modul pružnosti šroubu v tahu určen dle [7]  $E_s = 207\,000$  MPa

$$C_s = \frac{1}{\left( \frac{(0,4 \cdot D)^3}{\pi \left(\frac{d_2}{2}\right)^3} + \frac{(l_{3s})^3}{\pi \left(\frac{d_3}{2}\right)^3} + \frac{(l_{2s})^3}{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^3} + \frac{\left(\frac{2}{3} l_{1s}\right)^3}{\pi \left(\frac{22}{2}\right)^3} \right) \cdot \left(\frac{1}{E_s}\right)} =$$

$$\frac{1}{\left( \frac{(0,4 \cdot 16)^3}{\pi \left(\frac{14,701}{2}\right)^3} + \frac{(20,5)^3}{\pi \left(\frac{13,546}{2}\right)^3} + \frac{(106)^3}{\pi \left(\frac{16}{2}\right)^3} + \frac{\left(\frac{2}{3} 10\right)^3}{\pi \left(\frac{22}{2}\right)^3} \right) \cdot \left(\frac{1}{207\,000}\right)} = 290\,938 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.3)$$

## 6.3 Zjednodušený MKP model pro určení pracovních sil:

Pracovní síly ve vazbách rámu a hrubé stavby byly určeny pomocí MKP. Síly ve vazbách byly zjišťovány v každém směru zatížení zvlášť, pro přetížení viz Tab 3.1 a pro síly při provozu Tab. 3.2. Pro výpočet byl použit program Ansys Workbench 18.2. U této analýzy byly normalizované polotovary nahrazeny plošnými prvky s přiřazenou tloušťkou. Vodojem i vzduchojemy byly nahrazeny hmotovými body v místech těžiště těchto prvků. Byla také použita symetrie. Zjišťovány byly reakce v pevných podporách rámu, tyto podpory byly umístěny do míst, kde se rám stýká s hrubou stavbou vozu.

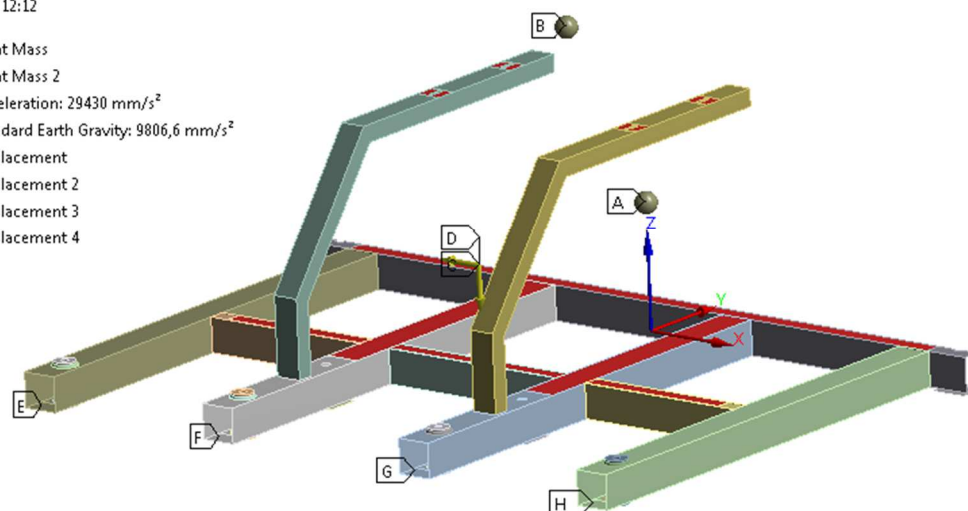
A: predbezna\_podel\_3g

Displacement 4

Time: 1, s

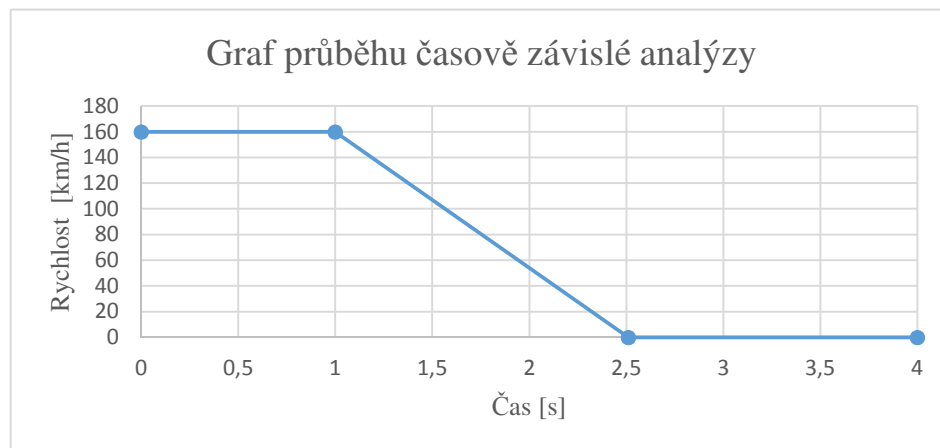
4.5.2018 12:12

- A Point Mass
- B Point Mass 2
- C Acceleration: 29430 mm/s<sup>2</sup>
- D Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>
- E Displacement
- F Displacement 2
- G Displacement 3
- H Displacement 4



Obr. 6.7 Zjednodušená analýza rámu.

K určení sil ve vazbách byly použity statické časově nezávislé analýzy, pro ověření zda jsou hodnoty reálné, byla ve směru X vytvořena také časově závislá analýza, která měla simulovat nehodu vozu s rovnoměrným zpomalením až do úplného zastavení. Analýzu jsem mohl provést pouze ve směru X, protože v ostatních směrech nebylo možné dopočítat dobu trvání jevu. Pro analýzu byl použit stejný model jako u statických analýz. Analýza byla řízena pomocí zrychlení. Použil jsem znovu zatížení z Tab 3.1. Kompletní analýza viz Příloha H.4. Statické analýzy ve všech směrech viz Příloha H.2 a Příloha H.3. Hodnoty maximálních sil v čase 2,51 z časově závislé analýzy viz Příloha E.4. Maximální síly byly porovnány se silami ze statické analýzy ve stejném směru zatížení, tyto hodnoty jsou uvedeny v Příloze E.1, zatížení podélný směr -3g. Rozdíl těchto hodnot je v řádech jednotek Newtonu, proto považuji statické analýzy za dostatečně přesné a použitelné. Hodnoty reakcí ze statické analýzy v jednotlivých směrech zatížení viz Příloha E.1, E.2 a E.3.



Obr. 6.8 Graf závislosti rychlosti na čase pro dynamickou analýzu.

## 6.4 Výpočet minimální osové síly:

Při výpočtu potřebného předpětí vycházíme ze zatížení v *Tab 3.1* ve směru X, který je pro výpočet předpětí nejkritičtější vlivem nejvyšší hodnoty zrychlení. Pro výpočet byla použita hmotnost kompletního rámu s vodojemem plně naplněným vodou. Předpokládám rovnoměrně rozložení třecí síly mezi všech 8 styčných ploch.

Zrychlení ve směru osy X:  $a_{xp} = 29,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$m_c = 1350 \text{ kg}$

$k_p = 1,3$

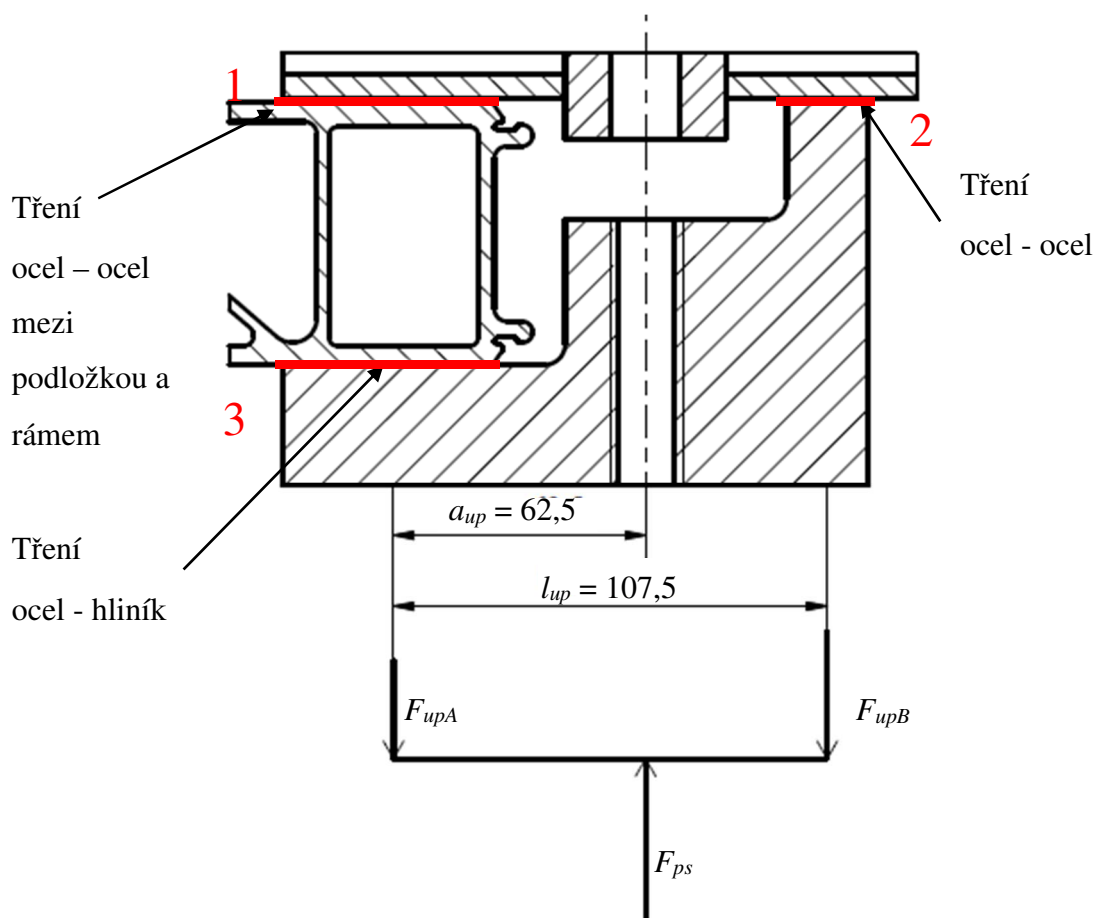
Bezpečnost proti prokluzu  $k_p = 1,3$  byla konzultována ve firmě Škoda Vagonka a je považována za dostatečnou.

$$F_{tb} = k_p \cdot \left( \frac{m_c \cdot a_{xp}}{8} \right) = 1,3 \cdot \left( \frac{1350 \cdot 29,43}{8} \right) = 6456,2 \text{ N} \quad (6.4)$$

$F_{tb}$  je bezpečná třecí síla v jedné vazbě rámu a hrubé stavby.

$f_{ocel-ocel} = 0,16$  [4]

$f_{ocel-hliník} = 0,61$  [13]



Obr. 6.9 Zobrazení třecího stavu na spoji hrubé stavby a rámu

Předpokládám přenos pomocí dvou třecích ploch označených jako 1 a 2 na Obr. 6.9. Na ploše 3 je totiž součinitel tření  $f_{ocel-hliník}$ , který je vyšší než na ploše 2, kde je součinitel tření  $f_{ocel-ocel}$ , proto dojde dříve k prokluzu na ploše 2 než 3. Celkové tření je součtem třecí síly vyvozené silou  $F_{upA}$  na ploše 1 se součinitelem tření  $f_{ocel-ocel}$  a také třením vyvozeným silou  $F_{upB}$  na ploše 2 se součinitelem  $f_{ocel-ocel}$ . Je potřeba určit sílu, která musí působit v ose šroubu. Síla  $F_{ps}$  je potřebná síla v místě kontaktu rámu a hrubé stavby přepočtena do osy šroubu za pomocí rozměrů upínky.

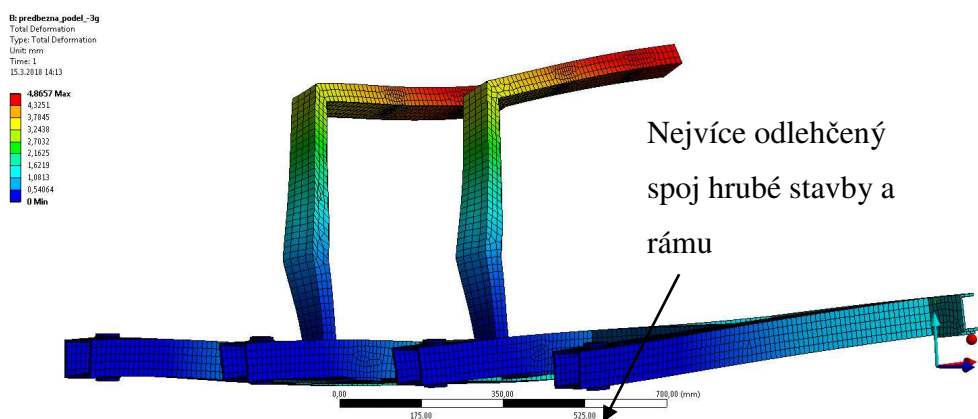
$$F_{tb} = F_{upA} \cdot f_{ocel-ocel} + F_{upB} \cdot f_{ocel-ocel} \quad (6.5)$$

$$F_{upA} = \frac{F_{ps} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} \quad (6.6)$$

$$F_{upB} = -F_{upA} + F_{ps} = -\frac{F_{ps} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} + F_{ps} \quad (6.7)$$

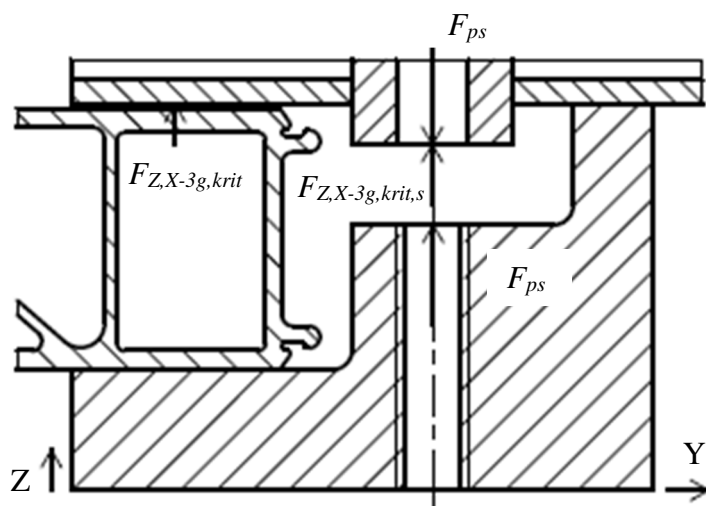
Pomocí soustavy těchto třech rovnic o třech neznámých vyřeším potřebnou sílu. Z řešení soustavy dostávám takovouto rovnici.

$$\begin{aligned} F_{tb} &= F_{upA} \cdot f_{ocel-ocel} + F_{upB} \cdot f_{ocel-ocel} \Rightarrow \frac{F_{ps} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} \cdot f_{ocel-ocel} + \left( -\frac{F_{ps} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} + F_{ps} \right) \cdot f_{ocel-ocel} \Rightarrow \frac{F_{ps} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} \cdot f_{ocel-ocel} \\ &+ F_{ps} \cdot f_{ocel-ocel} = F_{ps} \cdot f_{ocel-ocel} \\ F_{ps} &= \frac{F_{tb}}{f_{ocel-ocel}} = \frac{6456,2}{0,16} = 40\,351,3 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.8) \quad (6.9)$$



Obr. 6.10 Zobrazení deformace zjednodušeného rámu v podélném směru

Ve spoji dále působí síla ve směru osy šroubu, tato snižuje předpětí ve spoji a zvyšuje sílu ve šroubu. Síla, podstatná pro předpětí šroubu je síla vznikající při zatížení ve směru X z Tab 3.1. Síla opět působící v místě spoje rámu a hrubé stavby. Pro výpočet byla použita síla, která nejvíce odlehčuje spoj při zatížení v podélném směru, který je pro předpětí podstatný. Tuto sílu je potřeba přepočíst do osy šroubu.



Obr. 6.11 Rozbor sil ve spoji pro výpočet předpětí šroubu

Kritická síla ve spoji odečtená z MKP analýzy pro směr X:  $F_{ZX-3g\_krit} = 713,26$

$$F_{Z,X-3g,krit,S} = \frac{F_{Z,X-3g,krit} \cdot l_{up}}{(l_{up} - a_{up})} = \frac{713,26 \cdot 107,5}{(107,5 - 62,5)} = 1\,703,9 \text{ N} \quad (6.10)$$

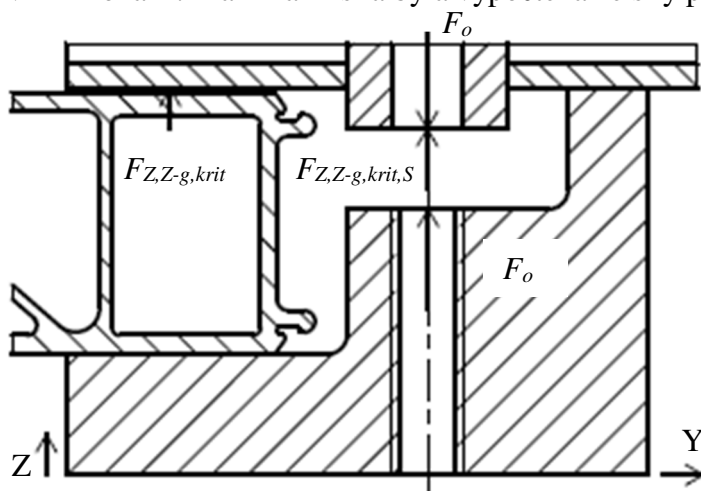
Pro zjednodušení výpočtu jsem sílu použil jako kladnou, ovšem v Programu Ansys je tato síla jako záporná a kladné jsou tlakové síly ve spoji. Diagram předepjatého šroubového spoje pro předpětí viz Příloha A

Potřebné předpětí ve šroubu:

$$F_0 = F_{ps} + F_{Z,X-3g,krit,S} \cdot \left( \frac{C_{př}}{C_{př} + C_s} \right) = 40\,351,3 + 1\,703,9 \cdot \left( \frac{593\,800}{593\,800 + 290\,938} \right) = 41\,494,9 \quad (6.11)$$

## 6.5 Výpočet maximální síly působící ve šroubu:

Maximální pracovní síla rozevírající příruby vzniká při zatížení ve svislém směru se zrychlením - g. Sílu je potřeba opět přepočítat do osy šroubu. Diagram předepjatého šroubového spoje viz Příloha B. Maximální síla byla vypočtena ze síly předpětí šroubu.



Obr. 6.12 Rozbor sil pro výpočet maximální osově síly ve šroubu

Maximální pracovní síla rozevírající příruby:  $F_{ZZ-g,krit} = 1910,6 \text{ N}$

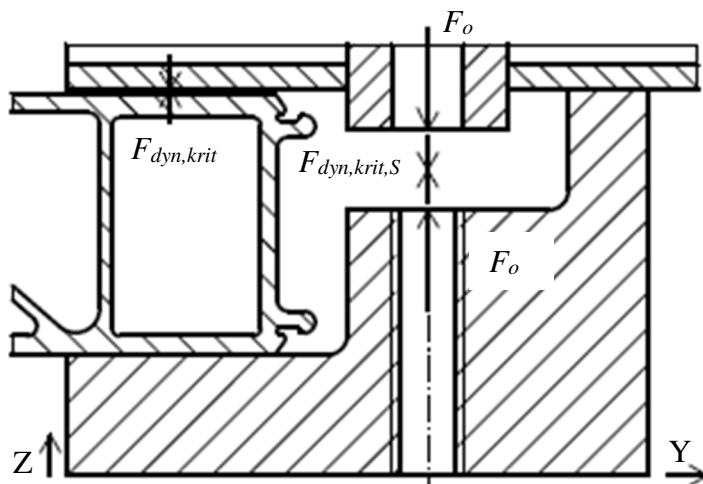
$$F_{Z,Z-g,krit,S} = \frac{F_{Z,Z-g,krit} \cdot l_{up}}{(l_{up} - a_{up})} = \frac{1910,6 \cdot 107,5}{(107,5 - 62,5)} = 4564,2 \text{ N} \quad (6.12)$$

$$C = \frac{C_s}{C_s + C_{př}} = \frac{290\,938}{290\,938 + 593\,800} = 0,3288 \quad (6.13)$$

$$F_{smax} = F_0 + (C \cdot F_{Z,Z-g,krit,S}) = 41\,494,9 + (0,3288 \cdot 4564,2) = 42\,995,8 \text{ N} \quad (6.14)$$

## 6.6 Určení kritické dynamické síly ve šroubu:

Pro výpočet dynamického zatížení byly použity normativní hodnoty zatěžovacího zrychlení. Ve všech směrech jsem zanedbal gravitaci, abych určil pouze dynamickou složku síly působící ve šroubu, proto jsem musel změnit zrychlení ve směru Z. Místo 0,85g a 1,15g, jsem použil -0,15g a 0,15g. Nejkritičtější je zatížení ve směru osy Z. Diagram předepjatého šroubového spoje viz Příloha C.



Obr. 6.13 Rozbor sil pro určení kritického dynamického zatížení ve šroubu

$$F_{dyn,krit} = \pm 433,8 \text{ N}$$

$$F_{dyn,krit,S} = \frac{F_{dyn,krit} \cdot l_{up}}{(l_{up} - a_{up})} = \frac{433,8 \cdot 107,5}{(107,5 - 62,5)} = 1036,3 \text{ N} \quad (6.15)$$

$$F_{sh} = F_0 + (C \cdot F_{dyn,krit,S}) = 41\,494,9 + (0,3288 \cdot 1036,3) = 41\,835,7 \text{ N} \quad (6.16)$$

$$F_{sn} = F_0 - (C \cdot F_{dyn,krit,S}) = 41\,494,9 - (0,3288 \cdot 1036,3) = 41\,154,1 \text{ N} \quad (6.17)$$

$$F_{sm} = \frac{(F_{sh} + F_{sn})}{2} = \frac{(41\,835,7 + 41\,154,1)}{2} = 41\,494,9 \text{ N} \quad (6.18)$$

$$F_{sa} = \frac{(F_{sh} - F_{sn})}{2} = \frac{(41\,835,7 - 41\,154,1)}{2} = 340,8 \text{ N} \quad (6.19)$$

## 6.7 Kontrola maximálního tlaku v přírubách:

Síla v přírubách musí být přepočtena z osově utahovací síly šroubu. Tuto sílu musíme sečíst s maximální pracovní silou svírající příruby při zatížení rámu.

$$F_{př} = \frac{F_o \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} = \frac{41\,494,9 \cdot (107,5 - 62,5)}{107,5} = 17\,370 \text{ N} \quad (6.20)$$

Maximální pracovní síla, která svírá příruby, vzniká při zatížení rámu ve svislém směru o velikosti 3g.

$$F_{ZZ3gkrit} = 7462,2 \text{ N}$$

$$F_{přmax} = F_{Z,ZZg,krit} + F_{př} = 7462,2 + 17\,370 = 24\,832,2 \text{ N} \quad (6.21)$$

Kritická plocha vzhledem k dovolenému tlaku je plocha mezi nerezovým plátem a hliníkovou hrubou stavbou, menší je ale styková plocha profilu a nerezového plátu. Počítám s plochou dotyku profilu a plátu, díky tomuto jsem na straně vyšší bezpečnosti.

$$S_{př} = 50 \cdot 62 = 3100 \text{ mm}^2 \quad (6.22)$$

$$P_{přmax} = \frac{F_{přmax}}{S_{př}} = \frac{24\,832,2}{3100} = 8 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

Dovolený tlak na hrubou stavbu vozu byl konzultovanou ve firmě Škoda Vagonka.

$$P_{Dhliník} = 10 \text{ MPa}$$

$$P_{přmax} < P_{Dhliník} \Rightarrow \text{Vyhovuje podmínce}$$

## 6.8 Pevnostní kontrola:

Byl navržen Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4014 M16 – 150 12.9 B3L.

Tření na závitu dle [2] pro kadmiovaný materiál šroubu a kadmiovaný povrch závitu v upínce:  $f_z = 0,14$

Průměr osazení pod hlavou šroubu:  $d_w = 22 \text{ mm}$

Průměr otvoru podložky:  $d_p = 18 \text{ mm}$

Mez kluzu materiálu šroubu:  $R_{e12.9} = 1080 \text{ MPa}$

V případě dynamické kontroly bude šroub kontrolován vzhledem k neomezené životnosti.

### 6.8.1 Statická pevnostní kontrola:

Statickou pevnostní kontrolu provádím pro maximální sílu ve šroubu  $F_{smax}$  určenou v rovnici (6.14).

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,14}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 9,18^\circ \quad (6.24)$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 14,701}\right) = 2,48^\circ \quad (6.25)$$



$$M_{tz} = F_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right) = 41\,494,9 \cdot tg(2,48^\circ + 9,18^\circ) \cdot \left(\frac{14,701}{2}\right) = 62\,942,1 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.26)$$

$$M_{ths} = F_0 \cdot \left(\frac{\left(\frac{d_w+d_p}{2}\right)}{2}\right) \cdot f_{ocel-ocel} = 41\,494,9 \cdot \left(\frac{\left(\frac{22+18}{2}\right)}{2}\right) \cdot 0,16 = 66\,391,8 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.27)$$

$$M_u = M_{tz} + M_{ths} = 62\,942,1 + 66\,391,8 = 129\,333,9 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.28)$$

$$\tau_{ks} = \frac{M_{tz}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{62\,942,1}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = 129 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

$$\sigma_{ts} = \frac{F_{smax}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{42\,995,8}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 298,3 \text{ MPa} \quad (6.30)$$

Pro redukované napětí používám Guestovu hypotézu.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + 4 \cdot \tau_{ks}^2} = \sqrt{298,3^2 + 4 \cdot 129^2} = 394,4 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

Bezpečnost kontroluji proti mezi kluzu.

$$k_{ss} = \frac{R_{e12.9}}{\sigma_{red}} = \frac{1080}{394,4} = 2,7 \quad (6.32)$$

Tato bezpečnost je dostatečná.

#### 6.8.2 Kontrola dovoleného tlaku v závitech:

Dovolený tlak v závitech upínky dle [3]  $P_{dzu} = 200 \text{ MPa}$

$$z_{min} = \frac{F_{smax}}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{D-d_1}{2} \cdot P_{dzu}} = \frac{42\,995,8}{\pi \cdot 14,701 \cdot \frac{16-13,835}{2} \cdot 200} = 4,3 \quad (6.33)$$

$$h_{min} = z_{min} \cdot P = 4,3 \cdot 2 = 8,6 \text{ mm} \quad (6.34)$$

Minimální hloubka zašroubování závitu v upínce  $h_{min}$ .

Hloubka zašroubování závitu v upínce je v mém případě 23,5 mm viz *Obr. 6.1*, což je vyhovující.

#### 6.8.3 Dynamická pevnostní kontrola:

Byla provedena kontrola v několika kritických místech, ovšem jako nejkritičtější vyšlo a také podle literatury je za toto místo považováno zaoblení dna závitu šroubu v místě prvního nosného závitu matice. V práci je zmíněna kontrola pouze v tomto průřezu. Dynamická kontrola byla prováděna podle [2]. Neuberovou metodou fiktivního vrubu.

$$\nu = 0,3$$

Součinitel pevnostní hypotézy pro Guestovu hypotézu:

$$s^x = \frac{2-\nu}{1-\nu} = \frac{2-0,3}{1-0,3} = 2,43 \quad (6.35)$$

Materiálová konstanta dle [2]  $\rho^x = 0,025$

Zaoblení dna závitu:

$$R_Z = 0,144338 \cdot P = 0,144338 \cdot 2 = 0,2887 \text{ mm} \quad (6.36)$$

$$R_{ZF} = R_Z + s^x \cdot \rho^x = 0,2887 + 2,43 \cdot 0,025 = 0,3495 \text{ mm} \quad (6.37)$$

Součinitel koncentrace napětí určen dle [2].

$$\frac{R_Z}{P_h} = \frac{R_Z}{P} = \frac{0,2887}{2} = 0,1443 \quad (6.38)$$

$$\alpha_Z = 4$$

$$\beta_Z = \alpha_Z \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{0,2887}{0,3495}} = 3,64 \quad (6.39)$$

$$\sigma_{sh} = \frac{F_{sh}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{41\,835,7}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 290,3 \text{ MPa} \quad (6.40)$$

$$\sigma_{sn} = \frac{F_{sn}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{41\,154,1}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 285,6 \text{ MPa} \quad (6.41)$$

$$\sigma_{sm} = \frac{F_{sm}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{41\,494,9}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 287,9 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

$$\sigma_{sa} = \frac{F_{sa}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{340,8}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 2,4 \text{ MPa} \quad (6.43)$$

$$R_{m12.9} = 1200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_{m12.9} = 0,35 \cdot 1200 = 420 \text{ MPa} \quad (6.44)$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot R_{m12.9} \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1200 \cdot 10^{-4} = 0,26 \quad (6.45)$$

Součinitel kvality povrchu dle [2]  $\varepsilon_p = 0,82$

Součinitel velikosti povrchu dle [2]  $\nu_\sigma = 0,78$

$$\sigma_c^x = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_Z} = 420 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,78}{3,64} = 73,8 \text{ MPa} \quad (6.46)$$

$$\psi_\sigma^x = \psi_\sigma \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_Z} = 0,26 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,78}{3,64} = 0,0457 \quad (6.47)$$

$$k_{\sigma sa} = \frac{\sigma_c^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{sn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{sa}} = \frac{73,8 - 0,0457 \cdot 285,6}{(1 + 0,0457) \cdot 2,4} = 24,2 \quad (6.48)$$

$$k_{\sigma sh} = \frac{2 \cdot \sigma_c^x + (1 - \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{sn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{sh}} = \frac{2 \cdot 73,8 + (1 - 0,0457) \cdot 285,6}{(1 + 0,0457) \cdot 290,3} = 1,4 \quad (6.49)$$

$$k_{\sigma sh_{re}} = \frac{R_{e12.9}}{\sigma_{sh}} = \frac{1080}{290,3} = 3,7 \quad (6.50)$$

Kritická je bezpečnost vůči hornímu napětí.

$$k_{\tau s} = \frac{\frac{1}{2} R_{e12.9}}{\tau_{ks}} = \frac{\frac{1}{2} 1080}{129} = 4,2 \quad (6.51)$$

$$k_{vs} = \frac{k_{\sigma sh} \cdot k_{\tau s}}{\sqrt{k_{\sigma sh}^2 + k_{\tau s}^2}} = \frac{1,4 \cdot 4,2}{\sqrt{1,4^2 + 4,2^2}} = 1,3 \quad (6.52)$$

Celková výsledná bezpečnost má hodnotu 1,3, tuto hodnotu považuji za dostatečnou.

## 6.9 Kontrola upínky:

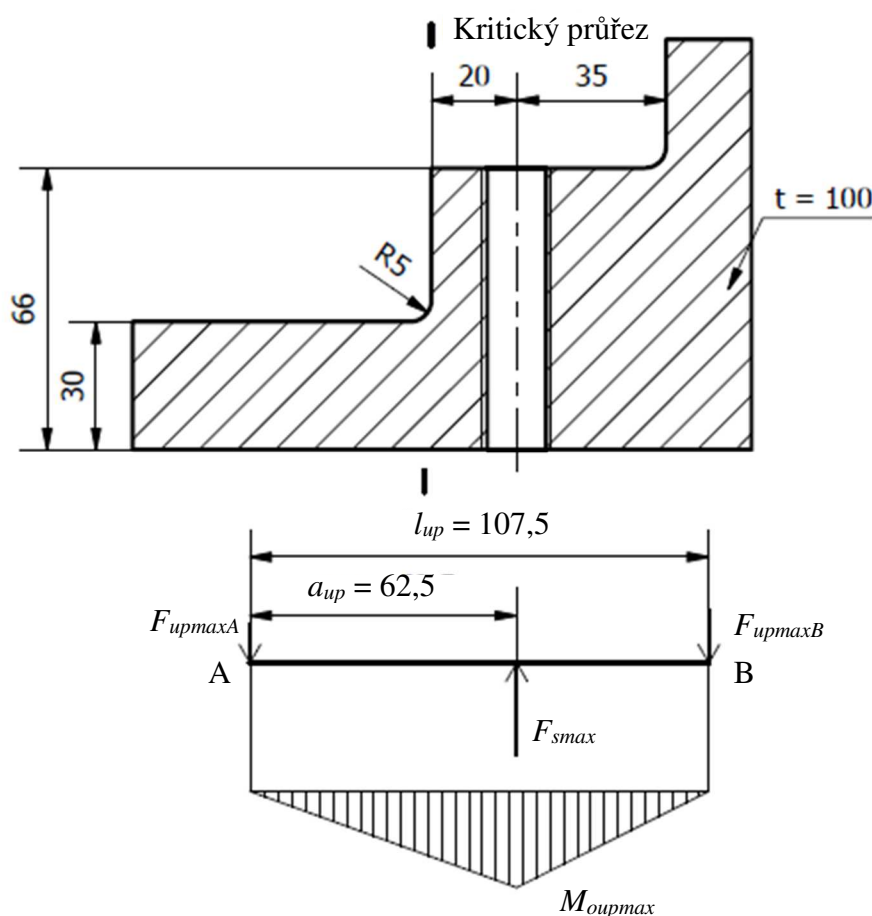
Upínka je stejně jako šroub zatížena statickou a dynamickou silou. Polotovar pro výrobu upínky bude tyč □ 100 – 150 S235JR EN 10059 Materiálové vlastnosti dle [1].

$$R_{m,up} = 400 \text{ MPa}$$

$$R_{e,up} = 215 \text{ MPa}$$

### 6.9.1 Statická kontrola upínky:

Při statické kontrole kontrolují upínku na maximální sílu, která na ní bude působit tato síla je vyvozena silou  $F_{smax}$ .



Obr. 6.14 Zobrazení průběhu ohybového momentu na upínce

$$F_{upmaxA} = \frac{F_{smax} \cdot (l_{up} - a_{up})}{l_{up}} = \frac{42\,995,8 \cdot (107,5 - 62,5)}{107,5} = 17\,998,2 \text{ N} \quad (6.53)$$

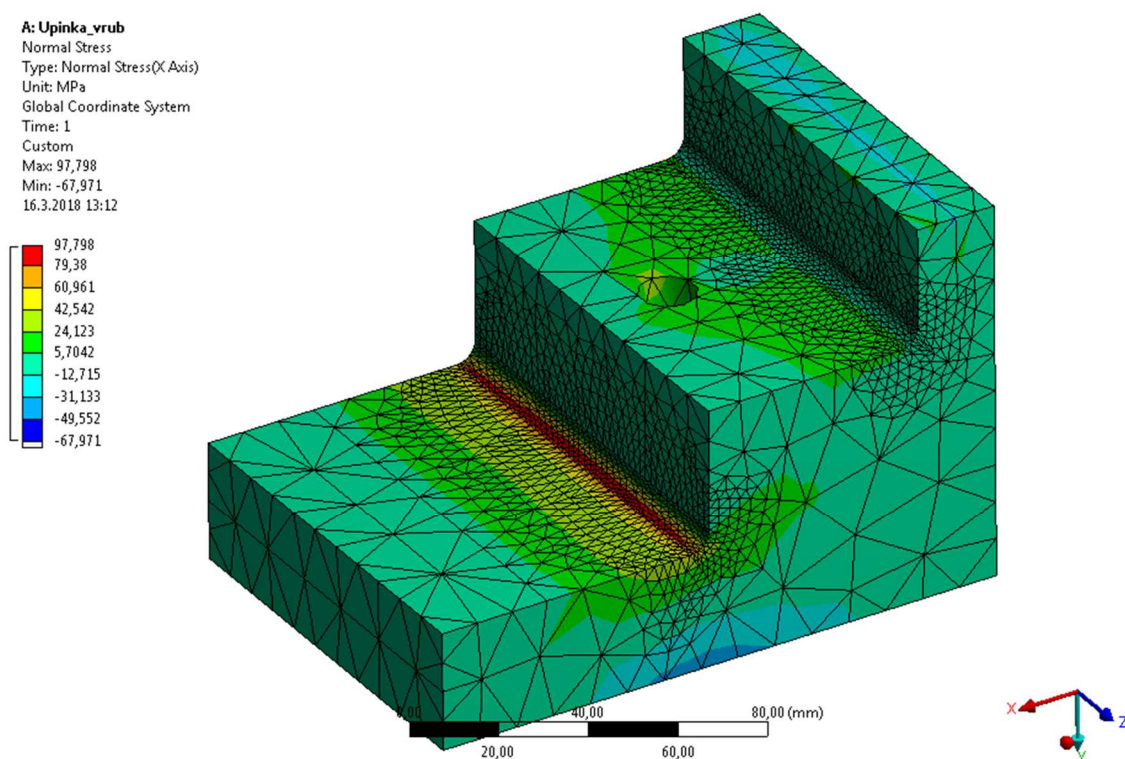
$$F_{upmaxB} = F_{smax} - F_{upmaxA} = 42\,995,8 - 17\,998,2 = 24\,997,6 \text{ N} \quad (6.54)$$

$$M_{omaxup} = F_{upmaxA} \cdot a_{up} = 17\,998,2 \cdot 62,5 = 1\,124\,887,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.55)$$

$$M_{okup} = F_{upmaxA} \cdot (a_{up} - 20) = 17\,998,2 \cdot (62,5 - 20) = 764\,923,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (6.56)$$

$$\sigma_{o,k,up} = \frac{M_{o,k,up}}{W_{o,k,up}} = \frac{M_{o,k,u,p}}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{764\,923,5}{\frac{100 \cdot 30^2}{6}} = 51 \text{ MPa} \quad (6.57)$$

V tomto případě se jedná o nominální napětí v místě vrubu bez započtení součinitele koncentrace napětí, Tento součinitel budu později potřebovat pro určení vrubového součinitele. Tento vrub zatížený ohybem jsem v literatuře nenalezl, proto jsem si znovu pomohl metodou konečných prvků, s jemnou sítí v místě vrubu. Tato analýza mi rovněž potvrdila, že kritický průřez je zvolen správně. Abych zohlednil pouze ohybové napětí, použil jsem výsledky pouze pro normálová napětí ve směru osy X této analýzy. Hodnota napětí z MKP je vyšší než analytická, proto bezpečnost budu počítat k této hodnotě. Kompletní MKP analýza v programu Ansys workbench 18.2 viz Příloha H.5.



Obr. 6.15 Maximální ohybové napětí na upínce pomocí MKP.

$$\sigma_{o,k,up,max} = 97,8 \text{ MPa}$$

$$k_{s,up} = \frac{R_{e,up}}{\sigma_{o,k,up,max}} = \frac{215}{97,80} = 2,2 \quad (6.58)$$

Statická bezpečnost je dostatečná.

### 6.9.2 Dynamická kontrola upínky:

Upínku jsem se rozhodl kontrolovat jako posunuté míjivé zatížení. Vstupní hodnoty sil pro tento cyklus jsou hodnoty sil pro kritické dynamické zatížení šroubu.

$$\alpha_{k,up} = \frac{\sigma_{o,k,up,max}}{\sigma_{o,k,up}} = \frac{97,8}{51} = 1,92 \quad (6.59)$$

Přepočet součinitel koncentrace napětí na vrubový součinitel byl proveden podle Thumovy metody dle [6]

$$\rho_v = 5 \text{ mm}$$

$$q_1 = 0,65 \text{ Pro } R_{m,up} = 400 \text{ MPa}$$

$$\frac{R_{e,up}}{R_{m,up}} = \frac{215}{400} = 0,54 \quad (6.60)$$

$$q_2 = 0,68$$

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,65 + 0,68) = 0,665 \quad (6.61)$$

$$\beta_{kup} = 1 + q \cdot (\alpha_{kup} - 1) = 1 + 0,665 \cdot (1,92 - 1) = 1,61 \quad (6.62)$$

Součinitel velikosti podle [7]. Nejprve je potřeba určit efektivní rozměr.

$$d_{ef} = 0,808 \cdot \sqrt{b \cdot h} = 0,808 \cdot \sqrt{30 \cdot 100} = 44,3 \quad (6.63)$$

$$k_{vo} = 1,24 \cdot d_{ef}^{-0,107} = 1,24 \cdot 44,3^{-0,107} = 0,83 \quad (6.64)$$

Součinitel kvality povrchu rovněž určen dle [7]. Pro obrábění, nebo tažení za studena.

$$a_k = 4,51$$

$$b_k = -0,265$$

$$k_{ra} = a_k \cdot R_{m,up}^{b_k} = 4,51 \cdot 400^{-0,265} = 0,92 \quad (6.65)$$

Základní mez únavy v ohybu dle [6], pro nelegovanou konstrukční ocel.

$$\sigma_{co,up} = 0,49 \cdot R_{m,up} = 0,49 \cdot 400 = 196 \text{ MPa} \quad (6.66)$$

Součinitel asymetrie k cyklu dle [6].

$$\psi_{up} = 0,125$$

$$\sigma_{co,up}^x = \sigma_{co,up} \cdot \frac{k_{ra} \cdot k_{vo}}{\beta_{kup}} = 196 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,83}{1,61} = 93 \text{ MPa} \quad (6.67)$$

$$\psi_{up}^x = \psi_{up} \cdot \frac{k_{ra} \cdot k_{vo}}{\beta_{kup}} = 0,125 \cdot \frac{0,92 \cdot 0,83}{1,61} = 0,0593 \quad (6.68)$$

Výpočet hodnot napětí je stejný jako v případě statické kontroly pouze síla  $F_{smax}$  bude nahrazena silou  $F_{sh}$  pro horní napětí a silou  $F_{sn}$  pro dolní napětí cyklu.

$$\sigma_{o,uph} = 49,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,upn} = 48,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,upm} = \frac{\sigma_{o,uph} + \sigma_{o,upn}}{2} = \frac{49,6 + 48,8}{2} = 49,2 \text{ MPa} \quad (6.69)$$

$$\sigma_{o,upa} = \frac{\sigma_{o,uph} - \sigma_{o,upn}}{2} = \frac{49,6 - 48,8}{2} = 0,4 \text{ MPa} \quad (6.70)$$

Amplitudová bezpečnost vzhledem k mezní Goodmanově přímce.

$$k_{upa} = \frac{\sigma_{co,up}^x - \psi_{up}^x \cdot \sigma_{o,upn}}{\sigma_{o,upa} \cdot (1 + \psi_{up}^x)} = \frac{93 - 0,0593 \cdot 48,8}{0,4 \cdot (1 + 0,0593)} = 212,7 \quad (6.71)$$

Amplitudová bezpečnost vzhledem k mezní Lagrangeově přímce  $R_{eup}$ .

$$k_{upa,re} = \frac{R_{e,up} - \sigma_{o,upn}}{2 \cdot \sigma_{o,upa}} = \frac{215 - 48,8}{2 \cdot 0,4} = 207,8 \quad (6.72)$$

Bezpečnost horního napětí vzhledem k mezní Goodmanově přímce.

$$k_{uph} = \frac{2 \cdot \sigma_{co,up}^x + (1 - \psi_{up}^x) \cdot \sigma_{o,upn}}{\sigma_{o,uph} \cdot (1 + \psi_{up}^x)} = \frac{2 \cdot 93 + (1 - 0,0593) \cdot 48,8}{49,6 \cdot (1 + 0,0593)} = 4,4 \quad (6.73)$$

Bezpečnost horního napětí vzhledem k mezní Lagrangeově přímce  $R_{eup}$ .

$$k_{uph,re} = \frac{R_{e,up}}{\sigma_{o,uph}} = \frac{215}{49,6} = 4,3 \quad (6.74)$$

Výsledná bezpečnost je nejnižší bezpečnost z těchto čtyřech. Nejnižší bezpečnost je bezpečnost horního napětí vzhledem k mezi kluzu materiálu. Ovšem i tato nejnižší bezpečnost je dostatečná.

## 7 Pevnostní kontrola rámu:

Rám bude pevnostně kontrolován na normativně zadané hodnoty zrychlení. Bude provedena především statická kontrola požadována ve firmě a také zjednodušená dynamická kontrola životnosti rámu. Pevnostní kontrola na přetížení bude provedena pomocí MKP.

### 7.1 Výpočtový MKP model:

Pro výpočet byl znovu použit program Ansys Workbench 18.2. Vzhledem k povaze úlohy, byly všechny profily převedeny na plošné prvky, kterým byla přidělena tloušťka. Nevýhodou této metody je nutnost zrušit zaoblení na normalizovaných polotovarech, z tohoto důvodu se tedy může na hranách těchto polotovarů objevovat vyšší napětí, než je reálné vlivem vyššího součinitele koncentrace napětí. Dalším zjednodušením z důvodu počtu elementů a také výpočtového času byla symetrie. Rozhodl jsem se pro symetrii v rovině XZ, která je podle mého názoru lepší a názornější, než symetrie v rovině YZ. Vlivem symetrie mohou vznikat drobné špičky napětí na rovině symetrie znovu vlivem vrubového součinitele například na okraji děr.

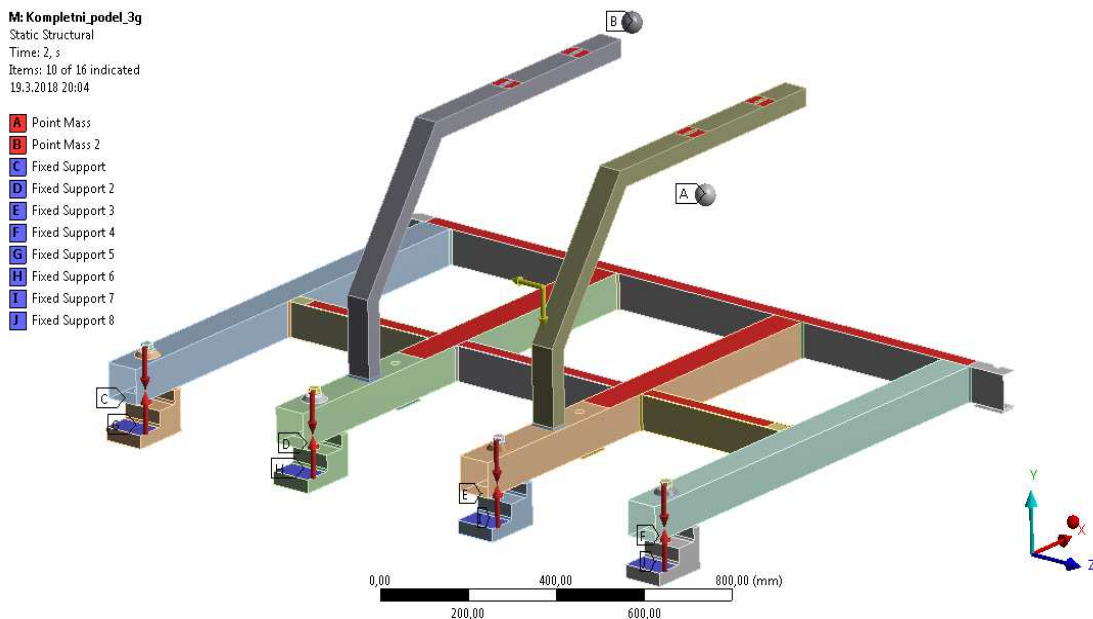
Vodojem i vzduchojemy byly také z důvodu zjednodušení nahrazeny pouze hmotovým bodem v místě těžiště jednotlivých prvků. Na rámu byly vytvořeny regiony, které nahrazují místo, kde je tento prvek spojen s rámem.

Úlohy jsem řešil pomocí dvou kroků, v prvním kroku byla do analýzy zavedena gravitace a předpětí šroubů, v případě zatížení ve směru Z pouze předpětí šroubů. V druhém kroku bylo přidáno normativní zatížení zrychlením. Pro to abych mohl zatížit rám také předpětím ze šroubů, bylo zapotřebí v analýze použít také upínky.

Při výpočtu jsem používal pouze lineární kontakty, i když si uvědomuji, že se jedná zcela jistě o nelineární úlohu. Zjednodušení bylo vytvořeno především z důvodů konvergence. Po konzultaci bylo navíc určeno, že přesnost i s lineárními kontakty bude dostatečná vzhledem k požadované přesnosti. Tato nepřesnost se projevuje především v místech upínek, kde část síly kterou by normálně přenášel profil, přenáší také upínka.

Pro uchycení rámu byly použity pevné kontakty „Fixed Support“, které jsou umístěn v místech kontaktu hrubé stavby s rámem a upínkami. Předpokládám, že vlivem předpětí bude kontakt v těchto místech v podstatě pevný.

V každém směru musí být rám vyhodnocen samostatně. Z každého směru zde budu uvádět pouze horší z variant. Kompletní MKP analýza rámu viz Příloha H.2. Podstatná je pevnostní kontrola rámu, ostatní části byly kontrolovány analyticky a v MKP byly použity jen pro potřeby zatížení rámu.



Obr. 7.1 Zobrazení základního nastavení analýzy rámu.

## 7.2 Statická pevnostní kontrola:

Vzhledem, k tomu že pevnostní kontrola rámu bude prováděna pomocí MKP, rozhodl jsem se kontrolovat redukované napětí ve svarech vůči dovolenému napětí. Dovolené napětí ve svaru vypočtu dle ČSN 05 0120 [9]. V této normě ovšem záleží na druhu svaru a na směru jeho zatížení, proto dovolené napětí svaru bude určeno pro svar s nejnižším součinitelem  $\alpha_{sv}$ . Ze všech druhů a zatížení svaru je nejmenší hodnota součinitele pro boční koutový svar zatížený rovnoběžně. Všechny koutové svary jsou modelovány tak, že hloubka průvaru je nulová. Proto dochází k přenosu pouze sil pouze přes přídavný materiál svaru.

$$\alpha_{sv} = 0,65$$

Jako přídavný materiál je navrhnut materiál Esab OK Aristorod 12.57 mechanické vlastnosti dle [14]. Svařovaný metodou MAG.

$$R_{e,sv} = 385 \text{ MPa}$$

$$k_{sv} = 1,3$$

$$\sigma_{dov,sv} = \alpha_{sv} \cdot \frac{R_{e,sv}}{k_{sv}} = 0,65 \cdot \frac{385}{1,3} = 192,5 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

Základní materiál je navržena ocel S235, která je dobře svařitelná. Jedná se rovněž o nejběžnější jakost hutních polotovarů, tudíž je také cenově výhodná.

$$R_{e,zm} = 235 \text{ MPa dle [1]}$$

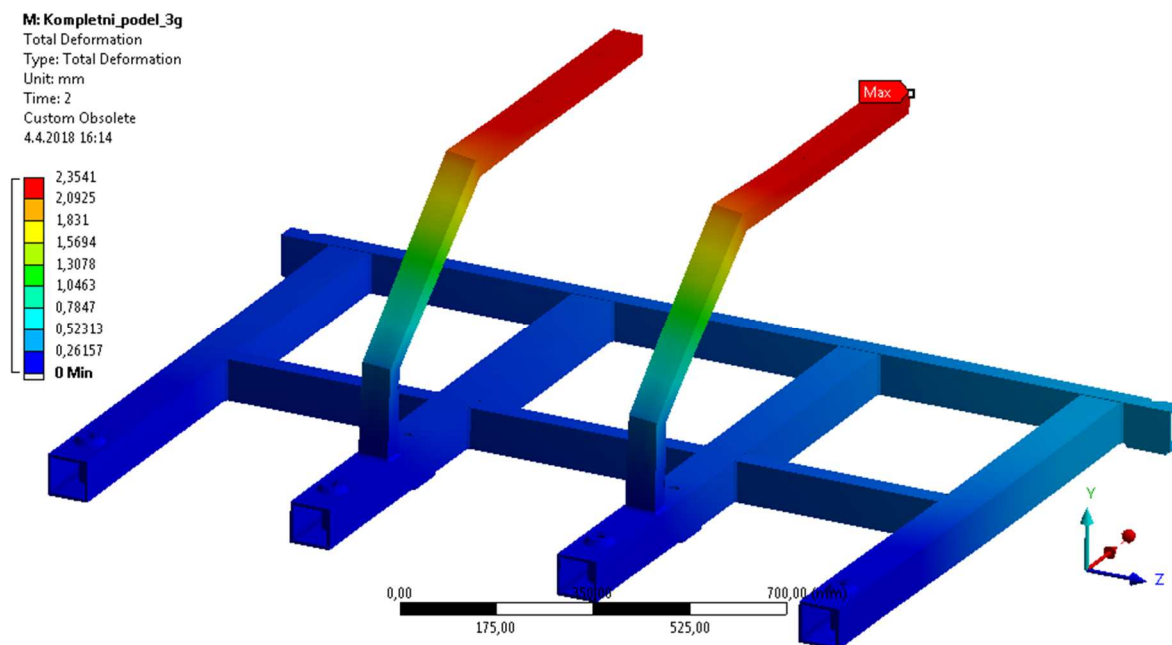
$$k_{zm} = 1,3$$

$$\sigma_{dov,zm} = \frac{R_{e,zm}}{k_{zm}} = \frac{235}{1,3} = 180,8 \text{ MPa} \quad (7.2)$$



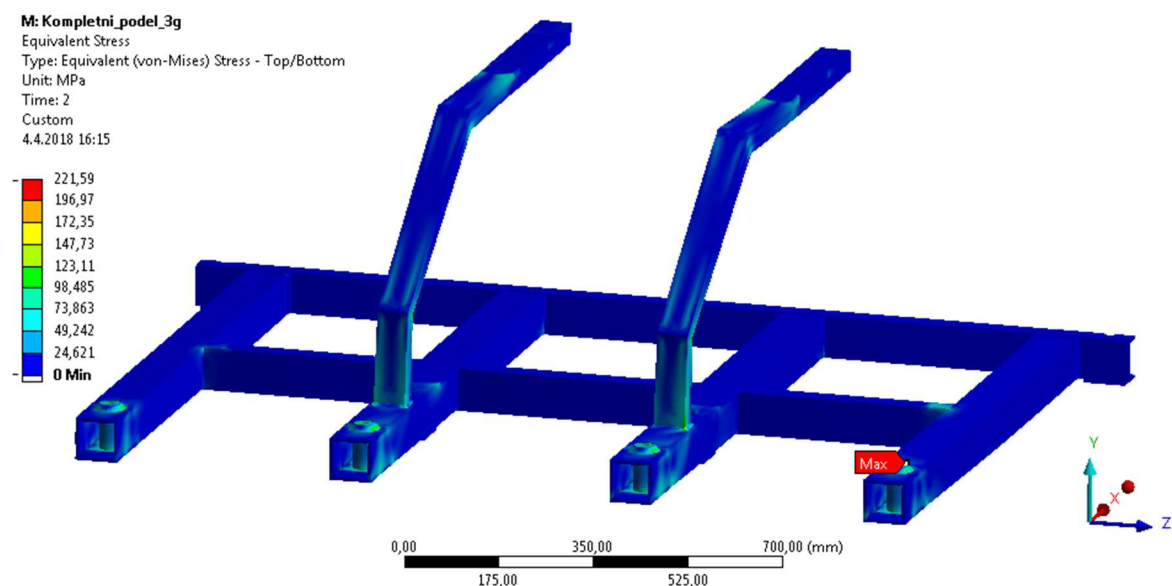
### 7.2.1 Přetížení v podélném směru:

V podélném směru musí rám odolávat zrychlením  $3g$  a  $-3g$ . Větší napětí vykazuje rám při zrychlení  $3g$ , ovšem rozdíl je pouze  $5\text{ MPa}$  vlivem nepřesnosti MKP výpočtu. Proto zde uvedu pouze tuto situaci.



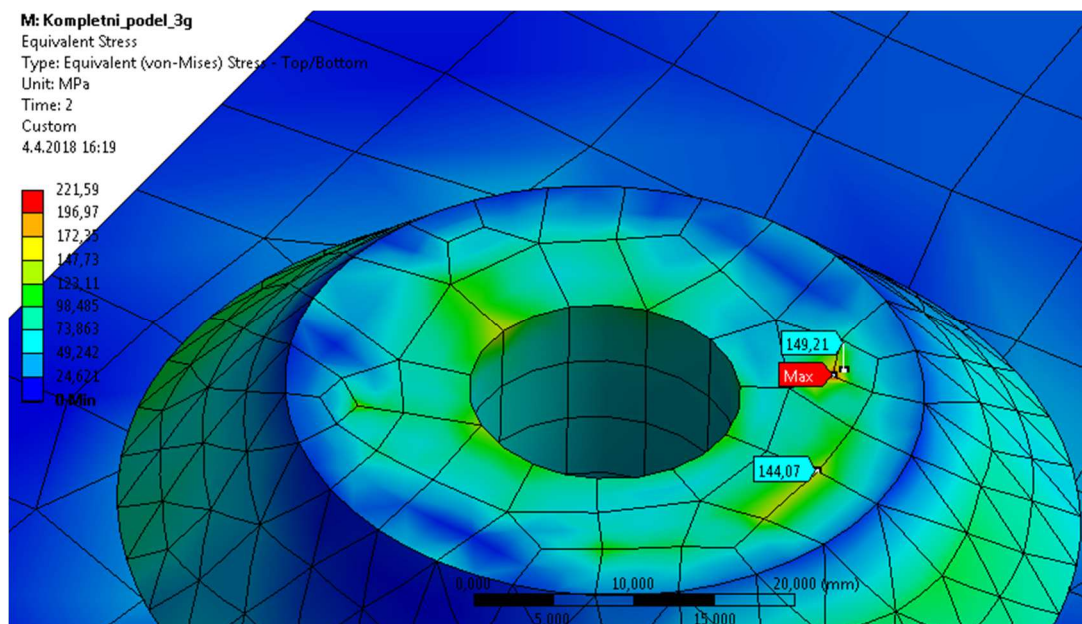
Obr. 7.2 Celková deformace podélný zatížení podélný směr  $3g$

Maximální deformace je na vzpěrách pro umístění vzduchojemu, deformace  $2,35\text{ mm}$  je podle mého názoru vyhovující vzhledem k tomu, že se jedná o jednorázové přetížení.



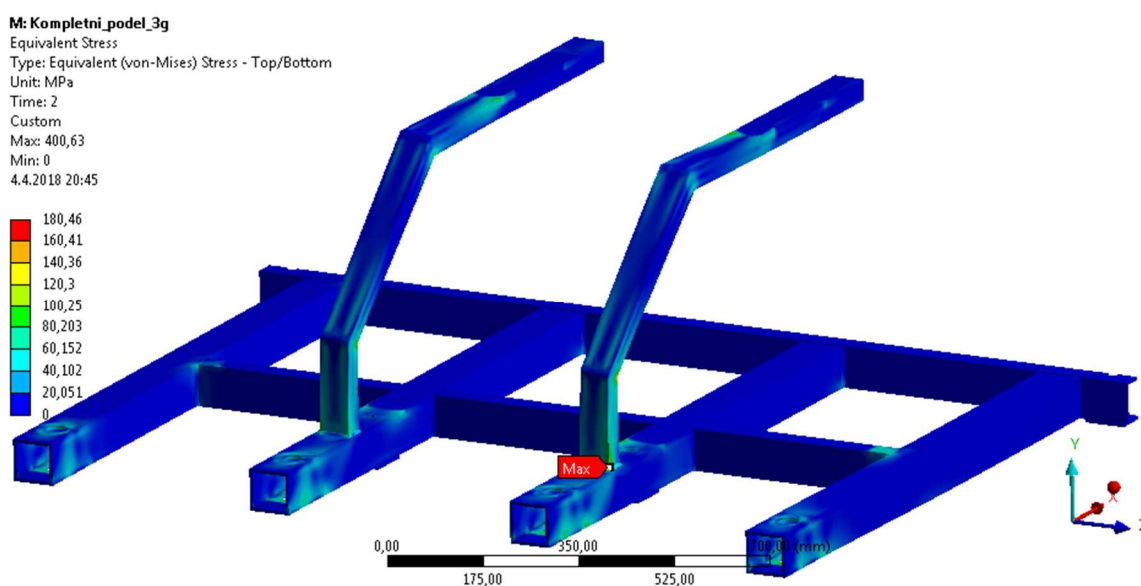
Obr. 7.3 Redukované napětí zatížení podélný směr  $3g$

Maximální napětí podle MKP má hodnotu 222 MPa a nachází se v místě vložky, jedná se ovšem o napětí, které není reálné, protože vzniká pouze na malé ploše v místě okraje kontaktu mezi podložkou a vložkou na hranici elementů. Jako relevantní se jeví napětí kolem 150 MPa, což je vyhovující dovolenému napětí základního materiálu.

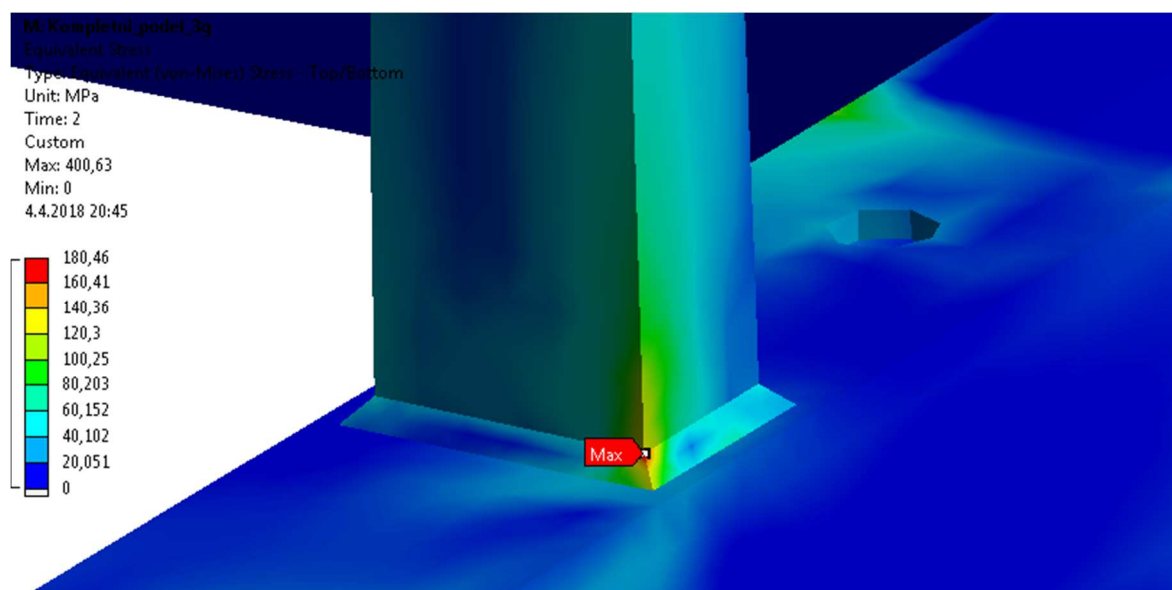


Obr. 7.4 Zobrazení maximálního napětí na povrchu vložky podélné zatížení 3g.

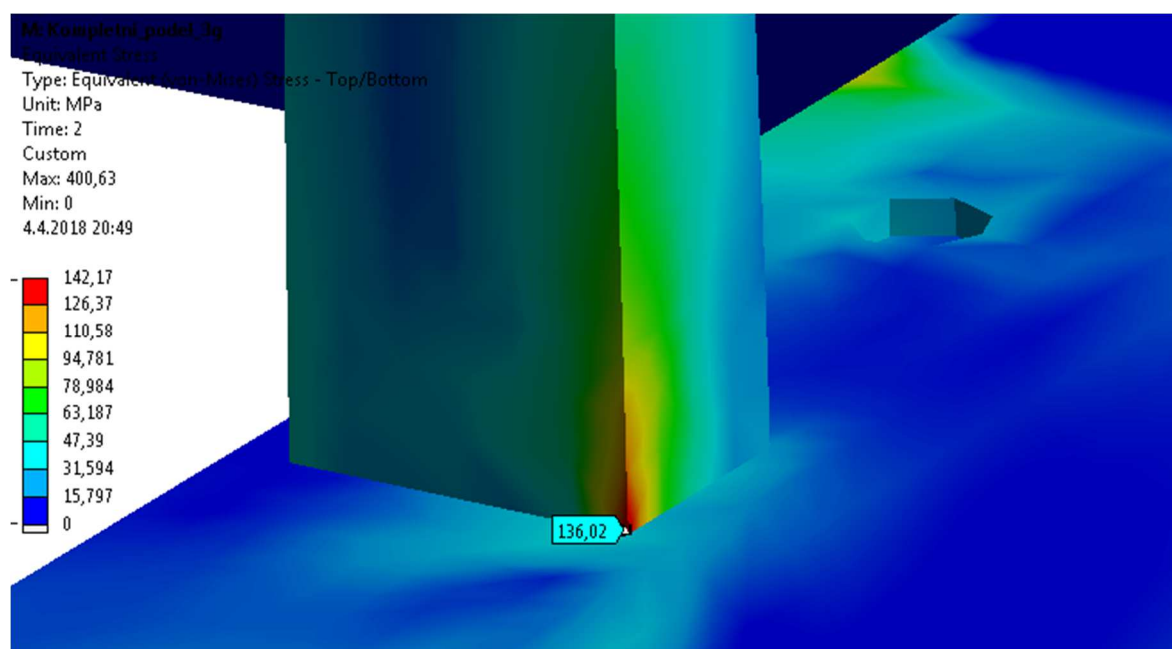
Maximální napětí po zanedbání nereálné hodnoty na vložce je 180 MPa a nachází v místě svarového spojení vzpěry a příčného nosníku podstavu. Toto napětí se nachází ve svaru, při porovnání s dovoleným napětím svaru vyhovuje. Kritické napětí na tomto místě na profilu je asi 136 MPa, což vyhovuje dovolenému napětí základního materiálu. Ve všech ostatních místech rámu je napětí nižší, než dovolené napětí základního materiálu.



Obr. 7.5 Zobrazení napětí se zanedbáním vložek pro šrouby podélné zatížení 3g.



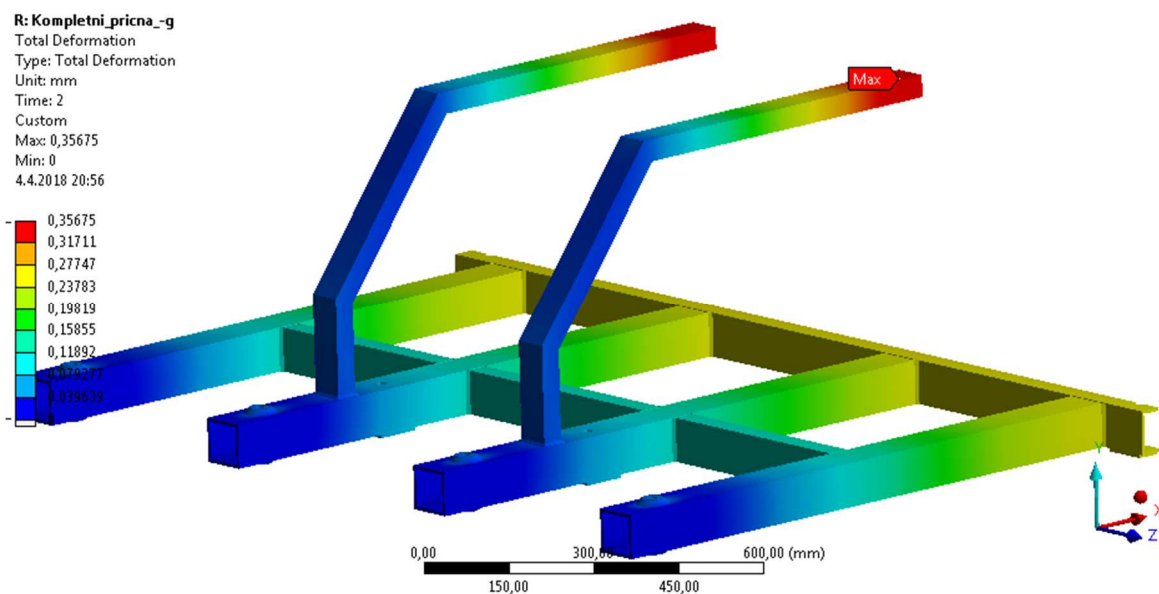
*Obr. 7.6 Detailní zobrazení maximálního napětí v místě svaru podélné zatížení 3g.*



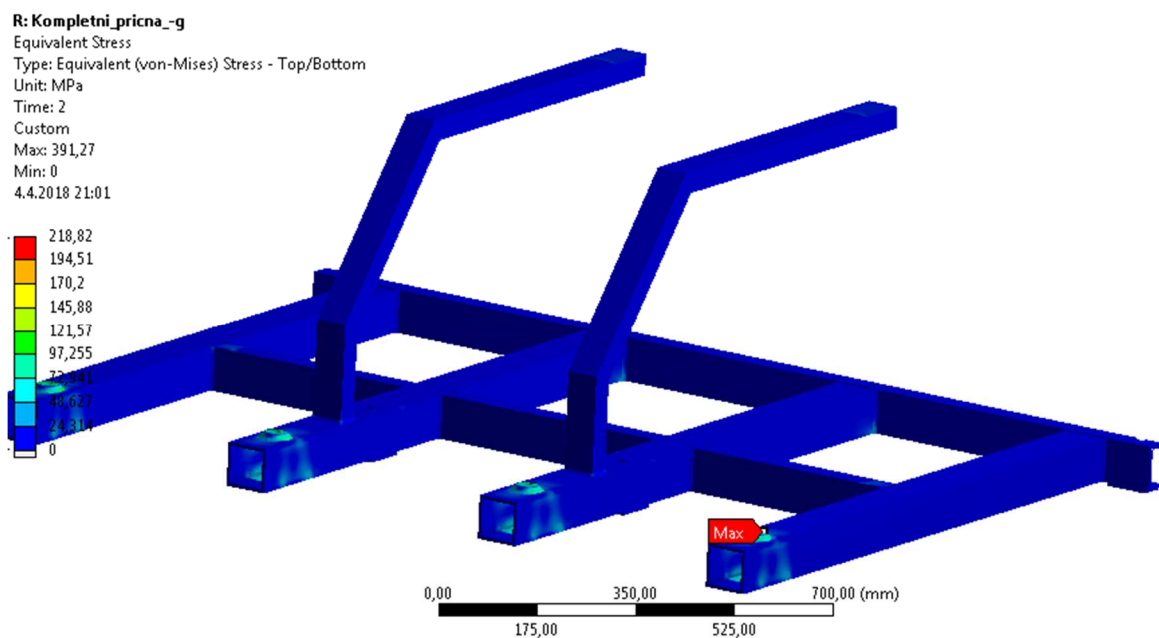
*Obr. 7.7 Detailní zobrazení kritického napětí bez svaru podélné zatížení 3g.*

#### 7.2.2 Přetížení v příčném směru:

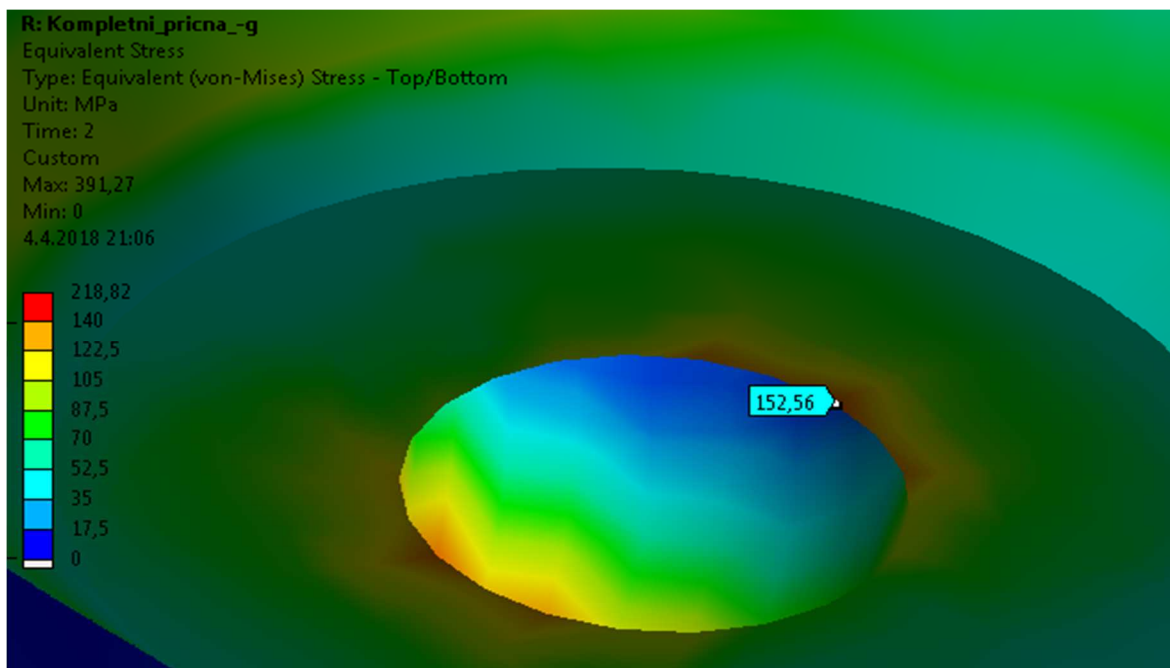
V příčném směru musí konstrukce odolávat zatížení  $\pm g$ . Maximální napětí je větší ve směru -g rozdíl je ovšem způsoben zřejmě zaokrouhlením v programu Ansys. Kontrolovat tedy budu pouze směr -g. Celková deformace v tomto směru je 0,36 mm, takže podle mého názoru je vyhovující. Maximální napětí má hodnotu 219 MPa ale jako v minulém případě se objevuje na velmi malé ploše a tudíž není reálné. Při zanedbání extrémního napětí se maximum objevuje znovu na vložce šroubu ovšem na spodní hraně otvoru pro šroub. Toto napětí je 153 MPa a tudíž také vyhovuje podmínce dovoleného napětí základního materiálu.



*Obr. 7.8 Celková deformace zatížení příčný směr -g*



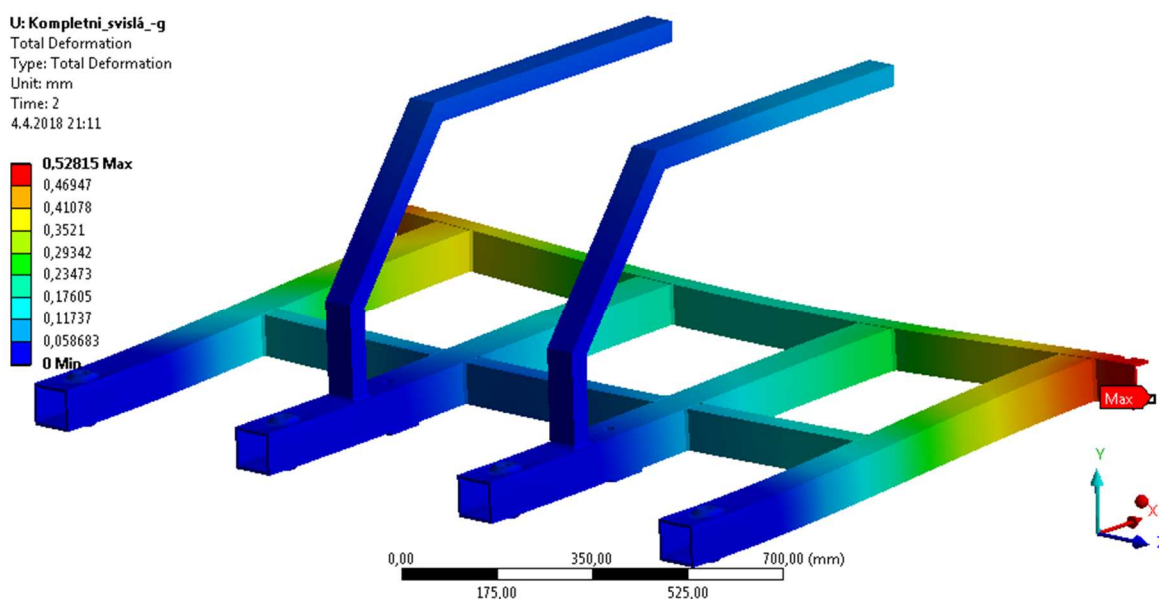
*Obr. 7.9 Redukované napětí zatížení příčný směr -g*



Obr. 7.10 Bližší zobrazení místa s maximálním napětím zatížení příčný směr  $-g$ .

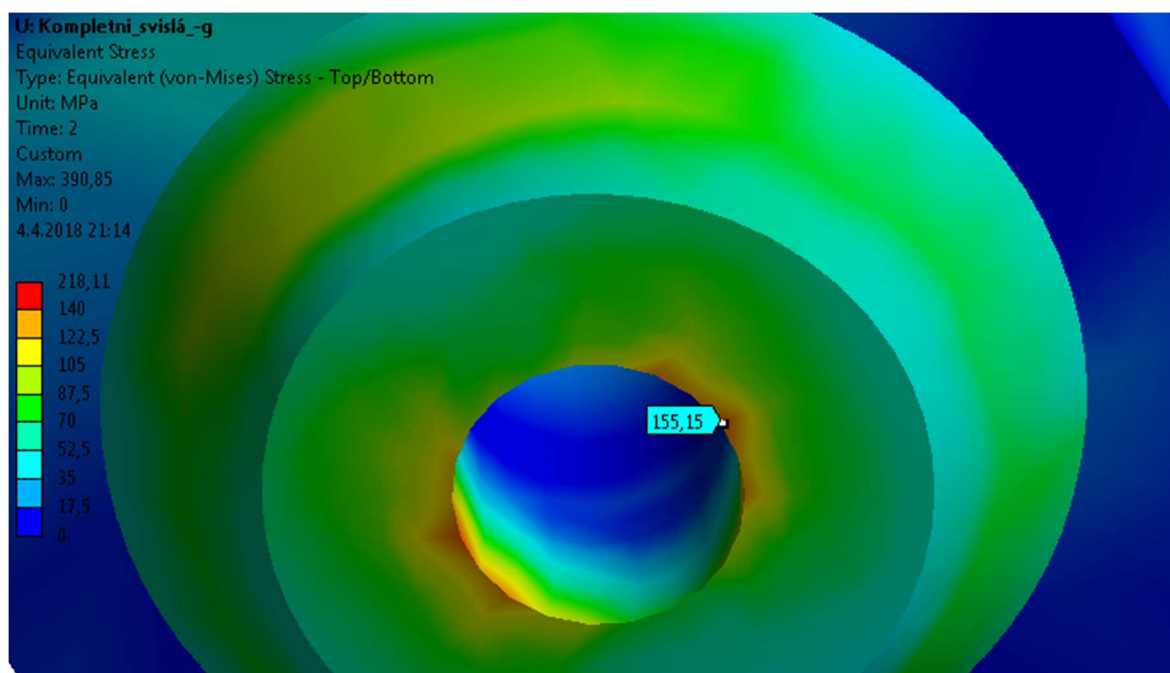
### 7.2.3 Svislé přetížení $-g$ :

Ve svislém směru nejsou zatížení symetrická, proto je budu kontrolovat odděleně. Při zatížení ve směru  $-g$ , se jedná v podstatě o opačné působení gravitace, proto předpokládám malé napětí a deformace. Celková deformace má hodnotu 0,53 mm což je dle mého názoru vyhovující. Maximální napětí je umístěno stejně jako v předchozím případě, proto jej zanedbám. Reálné maximální napětí má velikost 155 MPa a je umístěno v podobném bodě jako v minulém případě. Toto napětí vyhovuje podmínce dovoleného napětí základního materiálu.



Obr. 7.11 Celková deformace svislý směr zatížení  $-g$ .

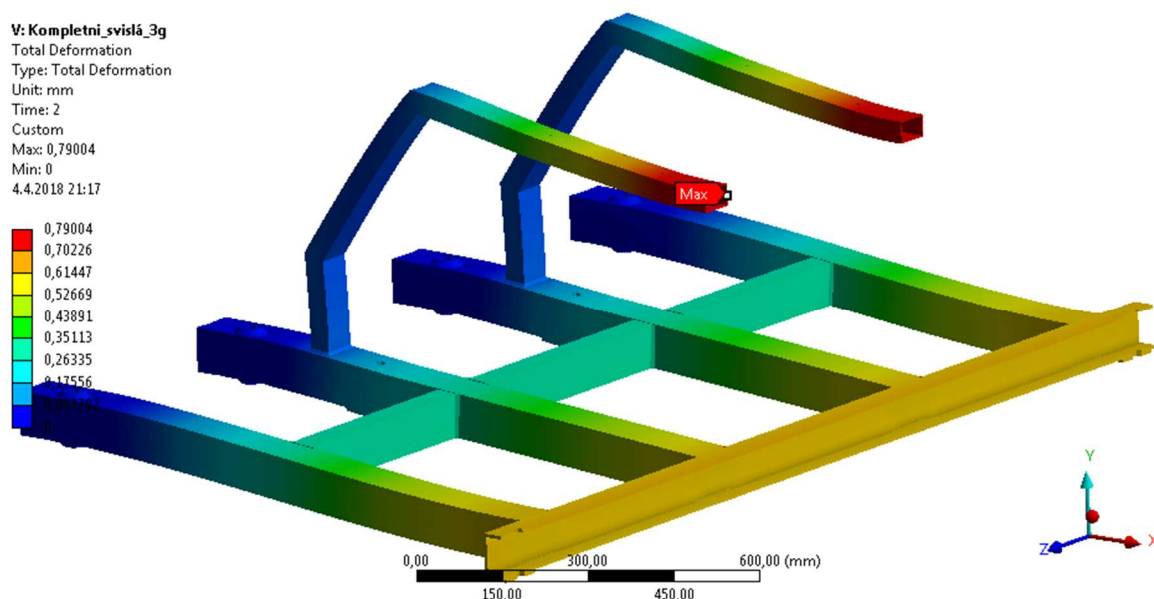




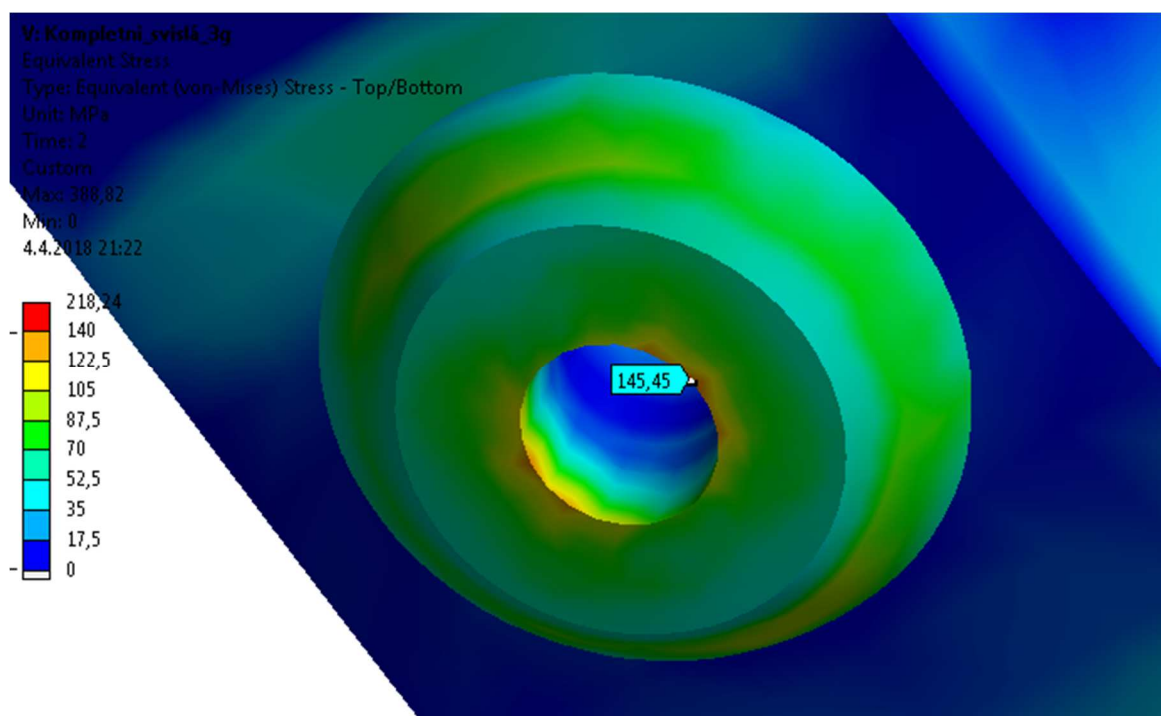
Obr. 7.12 Redukované napětí zatížení svislý směr  $-g$ .

#### 7.2.4 Svislé přetížení 3g:

V tomto případě se jedná o zatížení o velikosti trojnásobku gravitace. Maximální deformace se nachází na vzpěrách v místech, kde je v analýze simulována symetrie. Deformace o velikosti 0,8 mm při takto kritickém přetížení je podle mého názoru vyhovující. Maximální napětí má opět stejnou polohu, jako ve dvou předchozích případech, ovšem s nižším napětím 146 MPa. Snížení napětí si vysvětluji především směrem působení zatížení a z tohoto vyplývající zmenšení síly ve šroubu a tudíž také nižší zatížení vložky šroubu.



Obr. 7.13 Celková deformace zatížení svislý směr 3g.



*Obr. 7.14 Redukované napětí zatížení svislý směr 3g.*

#### 7.2.5 Zhodnocení statické pevnostní kontroly:

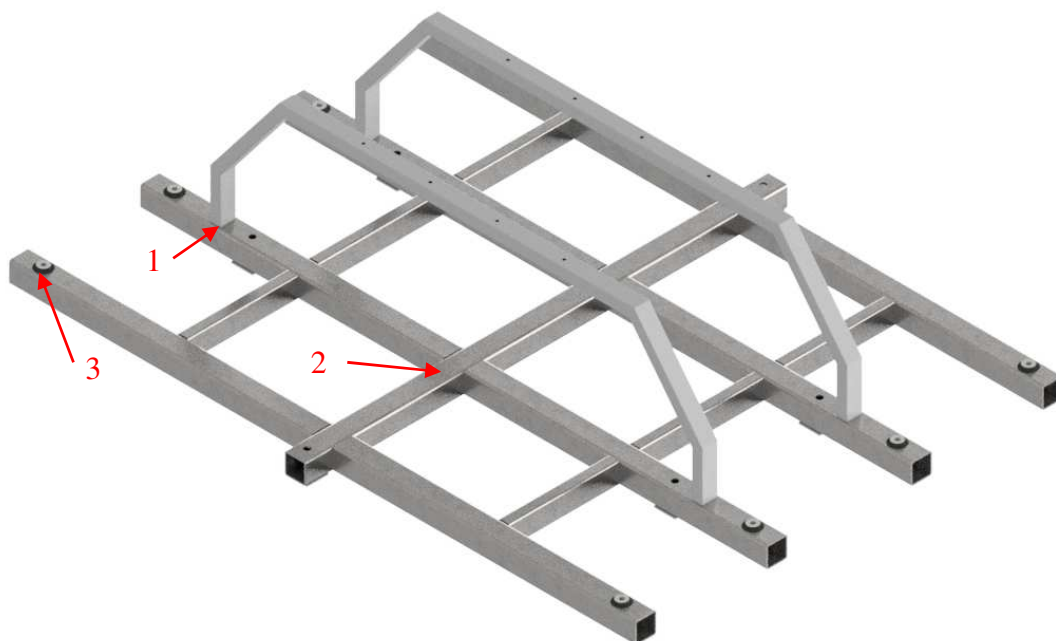
Statická pevnostní kontrola ve všech směrech vyhovuje, jako nejkritičtější se jeví spoj vzpěry a spodního profilu rámu při zatížení ve směru osy X. Jako další velmi kritické místo se jeví vložka šroubu, která je poměrně hodně zatížená již od předpětí šroubu. Takto vysoké napětí zde vzniká především vlivem ohybového napětí vyvinutého osovou silou ve šroubu.

### 7.3 Dynamická kontrola svaru:

Jako kritické místa se jeví svarová spojení jednotlivých profilů, proto byla kontrola provedena pomocí normy ČSN 05 0120 [9] na neomezenou životnost. Na rámu bylo vytypováno několik míst. Kontrola byla provedena analyticky zjednodušeným způsobem. Pro výpočet budou použity hodnoty zatížení vznikajícího při provozu vlaku viz *Tab 3.2*.

- 1 Spoj příčného profilu podstavy rámu a vzpěry.
- 2 Spoj podélného hlavního profilu a příčného profilu podstavy rámu.
- 3 Obvodový koutový svar pro uchycení vložky.

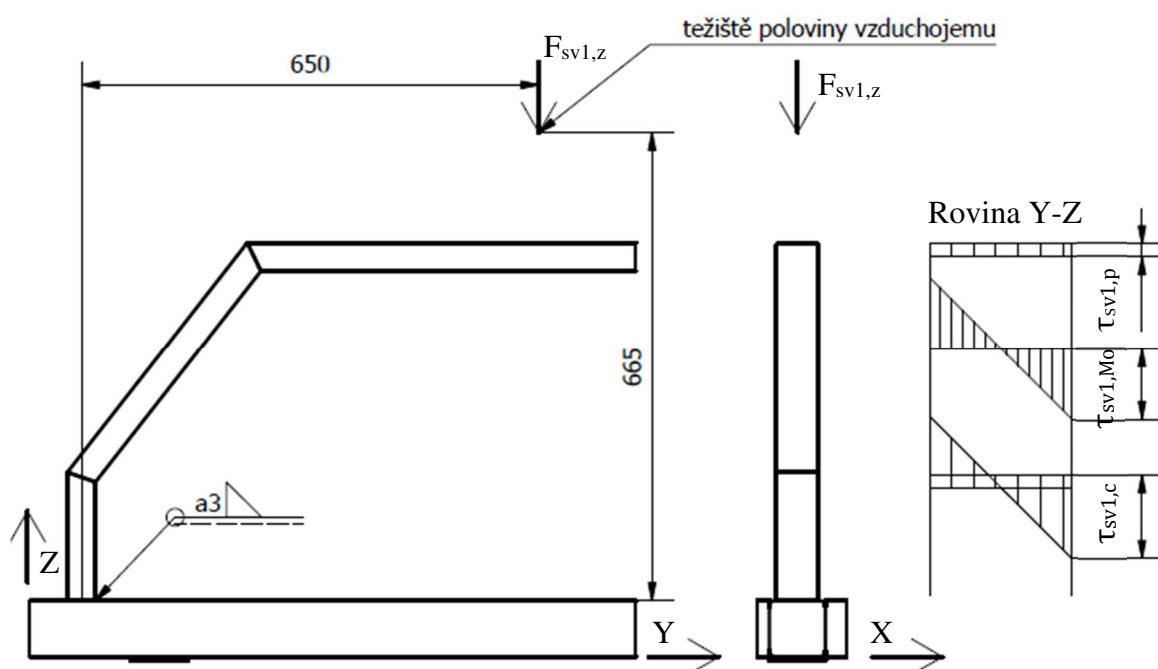
Svary v místě bodu 3 nebudou kontrolovány dynamicky vzhledem k tomu, že nominální napětí ve svaru je způsobeno statickou silou od utahnutí šroubu a dynamická složka napětí je velmi malá vlivem malé vzdálenosti vložky od podpory a vlivem malého zatížení daného normou. Tyto spoje tedy považují za statické. Svary statické kontrole vyhovují.



Obr. 7.15 Zobrazení kritických svarů pro životnost.

### 7.3.1 Kontrola v bodě 1 zatížení ve svislém směru:

Rám je souměrný, proto na jeden svár připadá polovina zatížení, které je umístěno na vzpěře, rovněž předpokládám, že hmotnost vzduchojemu se rozloží rovnoměrně mezi obě vzpěry. Předpokládám, že svarové spojení přenáší také ohybový moment. Vzhledem, k tomu že zatížení na vzpěře je souměrné, nevzniká zde krouticí moment. Předpokládám, že svary rovnoběžné s osou X nesou ohybové napětí. Tlakové napětí nesou všechny svary.



Obr. 7.16 Zobrazení situace pro výpočet životnosti bod 1 svislé zatížení.



Plocha koutových svaru v kritickém místě 1:  $S_{sv1}$

Moment setrvačnosti koutových svaru rovnoběžných s osou X, vzhledem k ose X:  $J_{x,sv1}$

$$S_{sv1} = 2 \cdot (3 \cdot 40 + 3 \cdot 60) = 600 \text{ mm}^2 \quad (7.3)$$

$$J_{x,sv1} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 60 + 3 \cdot 60 \cdot \left( \frac{40+3}{2} \right)^2 \right) = 166\,680 \text{ mm}^4 \quad (7.4)$$

Dosazované hodnoty pro výpočet plochy a momentu setrvačnosti viz Příloha D.1.

$$F_{sv1,zh} = 1,15 \cdot g \cdot \left( \frac{m_{vzd}}{2} \right) = 1,15 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{40}{2} \right) = 225,6 \text{ N} \quad (7.5)$$

$$F_{sv1,zn} = 0,85 \cdot g \cdot \left( \frac{m_{vzd}}{2} \right) = 0,85 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{40}{2} \right) = 166,8 \text{ N} \quad (7.6)$$

$$M_{osv1,zh} = F_{sv1,zh} \cdot 650 = 225,6 \cdot 650 = 146\,640 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.7)$$

$$M_{osv1,zn} = F_{sv1,zn} \cdot 650 = 166,8 \cdot 650 = 108\,420 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.8)$$

$$\tau_{sv1,ph} = \frac{F_{sv1,zh}}{S_{sv1}} = \frac{225,6}{600} = 0,4 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

$$\tau_{sv1,pn} = \frac{F_{sv1,zn}}{S_{sv1}} = \frac{166,8}{600} = 0,3 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

$$\tau_{sv1,Moh} = \frac{M_{osv1,zh}}{\frac{J_{x,sv1}}{\frac{40+2 \cdot 3}{2}}} = \frac{146\,640}{\frac{166\,680}{23}} = 20,2 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

$$\tau_{sv1,Mon} = \frac{M_{osv1,zn}}{\frac{J_{x,sv1}}{\frac{40+2 \cdot 3}{2}}} = \frac{108\,420}{\frac{166\,680}{23}} = 15,0 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$$\tau_{sv1,ch} = \tau_{sv1,ph} + \tau_{sv1,Moh} = 0,4 + 20,2 = 20,6 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

$$\tau_{sv1,cn} = \tau_{sv1,pn} + \tau_{sv1,Mon} = 0,3 + 15,0 = 15,3 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

$$\tau_{sv1,cm} = \frac{\tau_{sv1,ch} + \tau_{sv1,cn}}{2} = \frac{20,6 + 15,3}{2} = 17,9 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

$$r = \frac{\tau_{sv1,cn}}{\tau_{sv1,ch}} = \frac{15,3}{20,6} = 0,74 \quad (7.16)$$

Hodnoty dovolených napětí byly určeny z normy ČSN 05 0120 [9], z diagramu pro oceli třídy 11 s pevností 370 MPa, pro třídu provedení svaru BD. Způsob zatížení tah tlak. Kritická je křivka V.

$$\tau_{dovh} = 240 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dovm} = 240 \text{ MPa}$$

$$k_{svh} = \frac{\tau_{dovh}}{\tau_{sv1,ch}} = \frac{240}{20,6} = 11,7 \quad (7.17)$$

$$k_{svm} = \frac{\tau_{dovm}}{\tau_{sv1,cm}} = \frac{240}{17,9} = 13,4 \quad (7.18)$$

### 7.3.2 Kontrola v bodě 1 zatížení v příčném směru:

Velikost zátěžného zrychlení je v příčném a podélném směru stejná. Kritičtější je zatížení v příčném směru vlivem menší velikosti momentu setrvačnosti plochy svaru a také rozložením napětí ve svaru. V podélném směru se maxima jednotlivých složek napětí nachází v jiných bodech svaru. Kontrolu tedy provádím pouze v příčném směru. Plocha svaru i moment setrvačnosti plochy je stejný jako v minulém případě.

$$F_{sv1,s} = \left(\frac{m_{vzd}}{2}\right) \cdot g = \left(\frac{40}{2}\right) \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N} \quad (7.19)$$

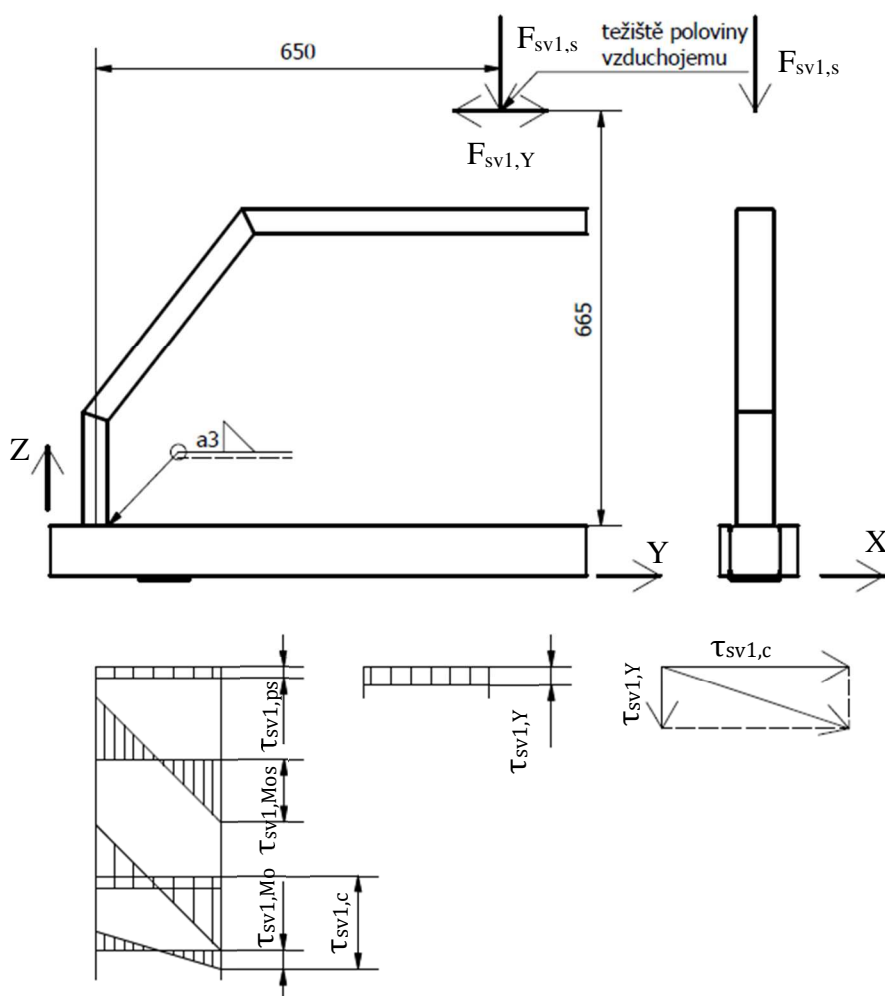
$$F_{sv1,Yh} = -0,15 \cdot g \cdot \left(\frac{m_{vzd}}{2}\right) = -0,15 \cdot -9,81 \cdot \left(\frac{40}{2}\right) = 29,4 \text{ N} \quad (7.20)$$

$$F_{sv1,Yn} = 0,15 \cdot g \cdot \left(\frac{m_{vzd}}{2}\right) = 0,15 \cdot -9,81 \cdot \left(\frac{40}{2}\right) = -29,4 \text{ N} \quad (7.21)$$

$$M_{osv1,Yh} = F_{sv1,Yh} \cdot 665 = 29,4 \cdot 665 = 19\,571 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.22)$$

$$M_{osv1,Yn} = F_{sv1,Yn} \cdot 665 = -29,4 \cdot 665 = -19\,571 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.23)$$

$$M_{osv1,s} = F_{sv1,s} \cdot 650 = 196,2 \cdot 650 = 127\,530 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.24)$$



Obr. 7.17 Zobrazení situace pro výpočet životnosti bod 1 příčné zatížení.

$$\tau_{sv1,ps} = \frac{F_{sv1,s}}{S_{sv1}} = \frac{196,2}{600} = 0,3 \text{ MPa} \quad (7.25)$$

$$\tau_{sv1,Mos} = \frac{M_{osv1,s}}{\frac{J_{x,sv1}}{\frac{40+2 \cdot 3}{2}}} = \frac{127\,530}{\frac{166\,680}{23}} = 17,6 \text{ MPa} \quad (7.26)$$

$$\tau_{sv1,Moh} = \frac{M_{osv1,Yh}}{\frac{J_{x,sv1}}{\frac{40+2 \cdot 3}{2}}} = \frac{19\,571}{\frac{166\,680}{23}} = 2,7 \text{ MPa} \quad (7.27)$$

$$\tau_{sv1,Mon} = \frac{M_{osv1,Yn}}{\frac{J_{x,sv1}}{\frac{40+2 \cdot 3}{2}}} = \frac{-19\,571}{\frac{166\,680}{23}} = -2,7 \text{ MPa} \quad (7.28)$$

$$\tau_{sv1,Y} = \frac{F_{sv1,Yh}}{S_{sv1}} = \frac{29,4}{600} = 0,05 \text{ MPa} \quad (7.29)$$

Smykové napětí je zanedbatelné, proto jej do výpočtu nezapočítám.

$$\tau_{sv1,ch} = \tau_{sv1,ps} + \tau_{sv1,Mos} + \tau_{sv1,Moh} = 0,3 + 17,6 + 2,7 = 20,6 \text{ MPa} \quad (7.30)$$

$$\tau_{sv1,cn} = \tau_{sv1,ps} + \tau_{sv1,Mos} + \tau_{sv1,Mon} = 0,3 + 17,6 - 2,7 = 15,2 \text{ MPa} \quad (7.31)$$

$$\tau_{sv1,cm} = \frac{\tau_{sv1,ch} + \tau_{sv1,cn}}{2} = \frac{20,6 + 15,2}{2} = 17,9 \text{ MPa} \quad (7.32)$$

$$r = \frac{\tau_{sv1,cn}}{\tau_{sv1,ch}} = \frac{15,2}{20,6} = 0,74 \quad (7.33)$$

V tomto případě je v diagramu pro oceli s pevností 370 MPa dle [9] kritická křivka VIII.

$$\tau_{dovh} = 120 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dovm} = 105 \text{ MPa}$$

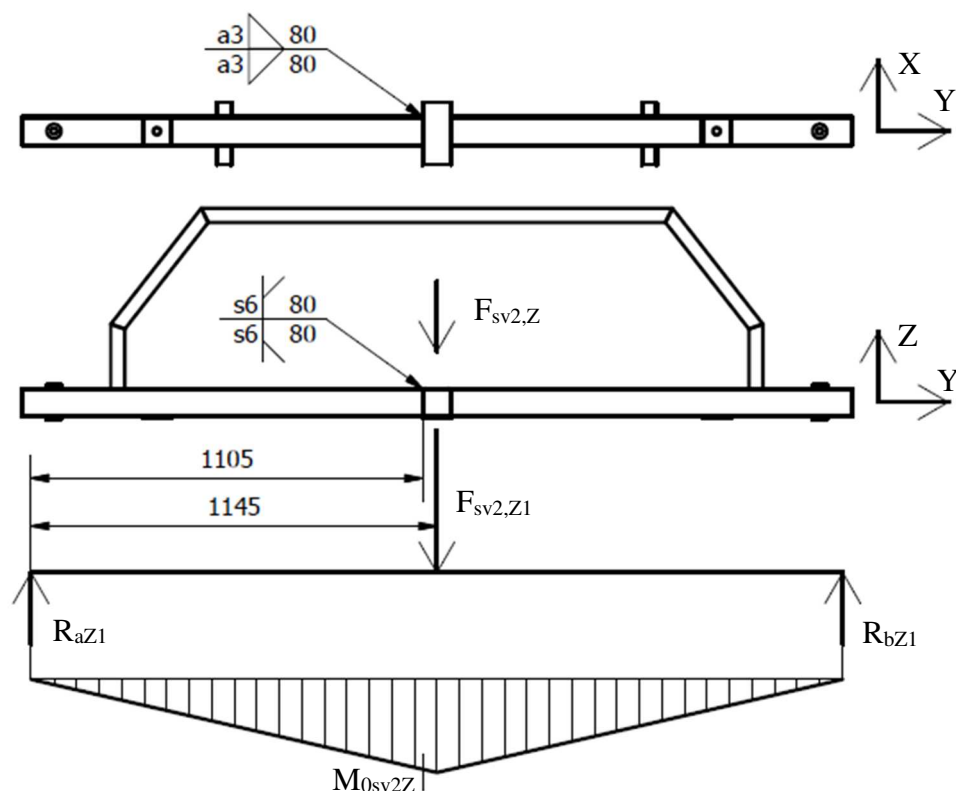
$$k_{svh} = \frac{\tau_{dovh}}{\tau_{sv1,ch}} = \frac{120}{20,6} = 5,8 \quad (7.34)$$

$$k_{svm} = \frac{\tau_{dovm}}{\tau_{sv1,cm}} = \frac{105}{17,9} = 5,9 \quad (7.35)$$

Tato bezpečnost je podle mého názoru dostatečná.

### 7.3.3 Kontrola v bodě 2 zatížení ve svislém směru:

Zatížení je v tomto směru pulzující v hodnotách od 0,85g do 1,15g. Ve směru osy Z. Pro zjednodušení byl vodojem nahrazen hmotovým bodem. Přenos na rám předpokládám v jediném bodě a celý ohybový moment musí přenášet svary, i když ve skutečnosti leží vodojem na větší ploše, kdy by svary nepřenášely celé zatížení. Předpokládám, že ohybový moment nesou pouze tupé svary a smykové zatížení zase koutové svary. Pro potřeby výpočtu rozdělují rám na 4 rovnoběžné nosníky umístěné na dvou podporách a to na konzolách rámu. Předpokládám, že každý tento nosník přenáší čtvrtinu celkového zatížení působícího na rám.



Obr. 7.18 Zobrazení situace pro výpočet životnosti bod 2 svislé zatížení.

$$m_{vod} = 1040 \text{ kg}$$

$$F_{sv2,Zh} = 1,15 \cdot g \cdot m_{vod} = 1,15 \cdot 9,81 \cdot 1040 = 11\,732,8 \text{ N} \quad (7.36)$$

$$F_{sv2,Zn} = 0,85 \cdot g \cdot m_{vod} = 0,85 \cdot 9,81 \cdot 1040 = 8672 \text{ N} \quad (7.37)$$

$$F_{sv2,Z1h} = \frac{F_{sv2,Zh}}{4} = \frac{11\,732,8}{4} = 2\,933,2 \text{ N} \quad (7.38)$$

$$F_{sv2,Z1n} = \frac{F_{sv2,Zn}}{4} = \frac{8672,1}{4} = 2168 \text{ N} \quad (7.39)$$

$$R_{aZ1h} = \frac{F_{sv2,Z1h}}{2} = \frac{2933,2}{2} = 1466,6 \text{ N} \quad (7.40)$$

$$R_{aZ1n} = \frac{F_{sv2,Z1n}}{2} = \frac{2168}{2} = 1084 \text{ N} \quad (7.41)$$

$$M_{osv2,Zh} = R_{aZ1h} \cdot 1105 = 1466,6 \cdot 1105 = 1\,620\,593 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.42)$$

$$M_{osv2,Zn} = R_{aZ1n} \cdot 1105 = 1084 \cdot 1105 = 1\,197\,820 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.43)$$

Nákresy se zobrazením nosné plochy svaru pro výpočet momentu setrvačnosti plochy a plochy svaru viz Příloha D.2 a Příloha D.3.

Moment setrvačnosti tupých svaru v kritickém místě 2:  $J_{X,sv2,t}$

Plocha koutových svaru v kritickém místě 2:  $S_{sv2,k}$

$$J_{X,sv2,t} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 6^3 \cdot 68 + 6 \cdot 68 \cdot \left( \frac{80-6}{2} \right)^2 \right) = 1\,119\,552 \text{ mm}^4 \quad (7.44)$$

$$S_{sv2,k} = 2 \cdot 3 \cdot 74 = 444 \text{ mm}^2 \quad (7.45)$$

$$\sigma_{osv2h} = \frac{M_{osv2,Zh}}{\frac{J_{X,sv2,t}}{40}} = \frac{1\,620\,593}{\frac{1\,119\,552}{40}} = 57,9 \text{ MPa} \quad (7.46)$$

$$\sigma_{osv2n} = \frac{M_{osv2,Zn}}{\frac{J_{X,sv2,t}}{40}} = \frac{1\,197\,820}{\frac{1\,119\,552}{40}} = 42,8 \text{ MPa} \quad (7.47)$$

$$\sigma_{osv2m} = \frac{\sigma_{osv2h} + \sigma_{osv2n}}{2} = \frac{57,9 + 42,8}{2} = 50,4 \text{ MPa} \quad (7.48)$$

$$r = \frac{\sigma_{osv2n}}{\sigma_{osv2h}} = \frac{42,8}{57,9} = 0,74 \quad (7.49)$$

Pro tupý svar zatížený tahem – tlakem je limitující křivka VIIb. Diagram je stejný jako v předchozím případě.

$$\sigma_{dovh} = 175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dovm} = 155 \text{ MPa}$$

$$k_{sv2oh} = \frac{\sigma_{dovh}}{\sigma_{osv2h}} = \frac{175}{57,9} = 3 \quad (7.50)$$

$$k_{sv2om} = \frac{\sigma_{dovm}}{\sigma_{osv2m}} = \frac{155}{50,4} = 3,6 \quad (7.51)$$

Koutový svar zatížený pouze smykovou silou:

$$\tau_{sv2,kh} = \frac{R_{aZh1}}{S_{sv2k}} = \frac{1466,6}{444} = 3,3 \text{ MPa} \quad (7.52)$$

$$\tau_{sv2,kn} = \frac{R_{aZn1}}{S_{sv2k}} = \frac{1084}{444} = 2,4 \text{ MPa} \quad (7.53)$$

Tyto hodnoty napětí jsou opravdu zanedbatelné a určitě vyhovující.

#### 7.3.4 Kontrola v bodě 2 zatížení v podélném směru:

Dynamické zrychlení působí ve směru osy X a předpokládám, že dynamickou silu přenáší pouze koutové svary. Zanedbávám možný krut vzniklý ramenem mezi těžištěm vodojemu a rámem. Tupé svary přenáší pouze statickou silu, proto nebudou kontrolovány. Rozměry pro výpočet momentů setrvačnosti a plochy svaru viz Příloha D.2 a Příloha D.3. Znovu předpokládám rovnoměrné rozdělení celkového zatížení mezi čtyři rovnoběžné nosníky.

$$J_{Z,sv2,k} = 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 74 + 3 \cdot 74 \cdot \left( \frac{80+3}{2} \right)^2 \right) = 765\,012 \text{ mm}^4 \quad (7.54)$$

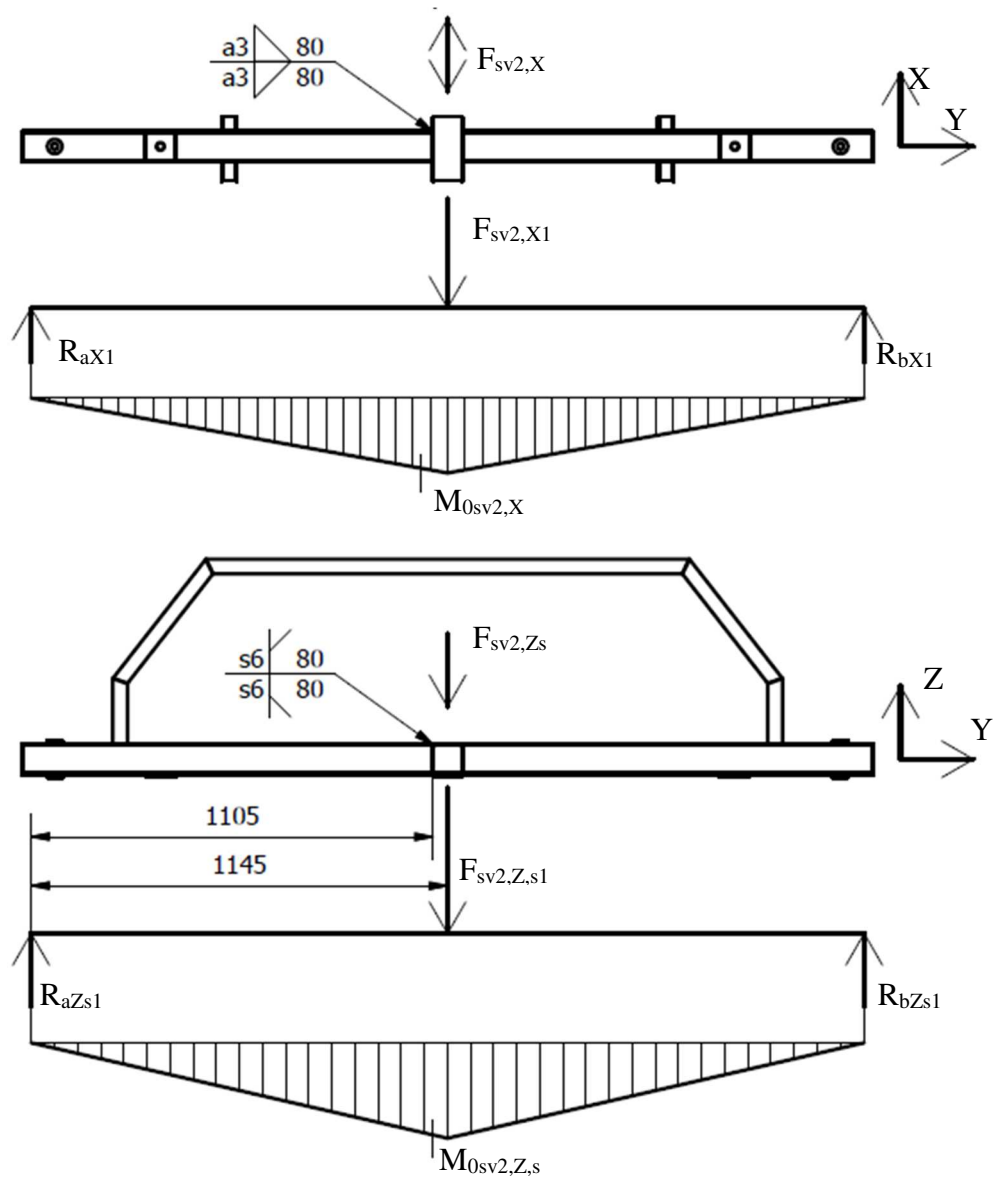
Plocha svaru viz rovnice (7.45)

$$F_{sv2,Xh} = 0,15 \cdot g \cdot m_{vod} = 0,15 \cdot 9,81 \cdot 1040 = 1530,4 \text{ N} \quad (7.55)$$

$$F_{sv2,Xn} = -0,15 \cdot g \cdot m_{vod} = -0,15 \cdot 9,81 \cdot 1040 = -1530,4 \text{ N} \quad (7.56)$$

$$F_{sv2,X1h} = \frac{F_{sv2X,h}}{2} = \frac{1530,4}{4} = 382,6 \text{ N} \quad (7.57)$$

$$F_{sv2,X1n} = \frac{F_{sv2X,n}}{2} = \frac{-1530,4}{4} = -382,6 \text{ N} \quad (7.58)$$



Obr. 7.19 Zobrazení situace pro výpočet životnosti bod 2 podélně zatížen.

$$R_{ax1h} = \frac{F_{sv2,X1h}}{2} = \frac{382,6}{2} = 191,3 \text{ N} \quad (7.59)$$

$$R_{ax1n} = \frac{F_{sv2,X1n}}{2} = \frac{-382,6}{2} = -191,3 \text{ N} \quad (7.60)$$

$$M_{osv2,Xh} = R_{ax1h} \cdot 1105 = 191,3 \cdot 1105 = 211\,386,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.61)$$

$$M_{osv2,Xn} = R_{ax1n} \cdot 1105 = -191,3 \cdot 1105 = -211\,386,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.62)$$

$$\sigma_{osv2,Xh} = \frac{M_{osv2,Xh}}{\frac{J_{Z,sv2,k}}{43}} = \frac{211\,386,5}{\frac{765\,012}{43}} = 11,9 \text{ MPa} \quad (7.63)$$

$$\sigma_{osv2,Xn} = \frac{M_{osv2,Xn}}{\frac{J_{Z,sv2,k}}{43}} = \frac{-211\,386,5}{\frac{765\,012}{43}} = -11,9 \text{ MPa} \quad (7.64)$$

$$\tau_{sv2,Xh} = \frac{R_{ax1h}}{S_{sv2k}} = \frac{191,3}{444} = 0,4 \text{ MPa} \quad (7.65)$$

$$\tau_{sv2,Xn} = \frac{R_{ax1n}}{S_{sv2k}} = \frac{-191,3}{444} = -0,4 \text{ MPa} \quad (7.66)$$

Hodnota smykového napětí ve svaru je malá při vektorovém sečtení nedojde vlivem zaokrouhlení ke změně hodnoty, proto ji zanedbávám.

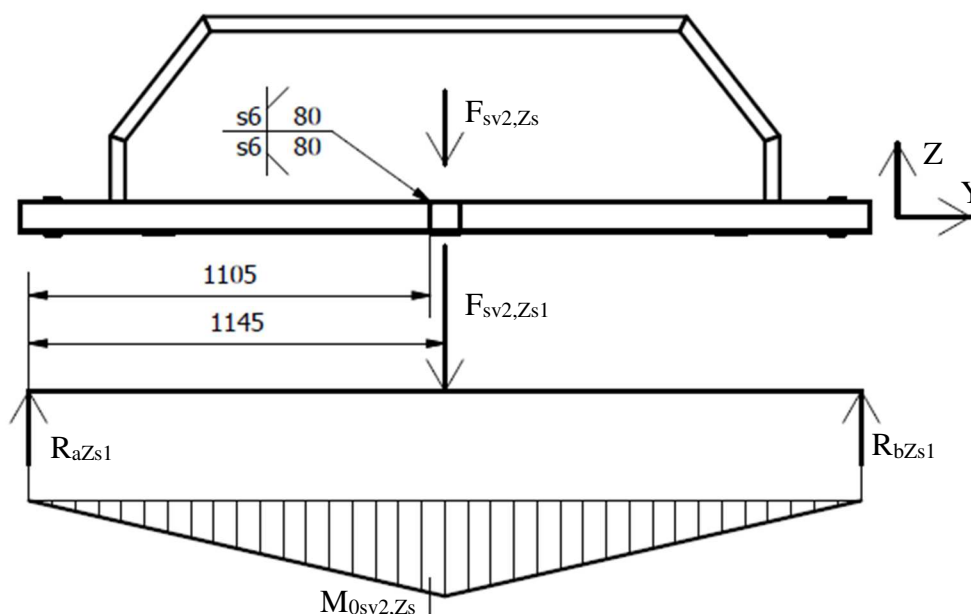
Dovolené hodnoty napětí byly odečteny pro křivku VIII a souměrně střídavý cyklus, proto bude kontrolováno pouze horní napětí.

$$\sigma_{dovh} = 38 \text{ MPa}$$

$$k_{sv2h} = \frac{\sigma_{dovh}}{\sigma_{osv2Xh}} = \frac{38}{11,9} = 3,2 \quad (7.67)$$

7.3.5 Kontrola v bodě 2 zatížení napouštěním a vypouštěním vodojemu:

Předpokládám, že vodojem bude napuštěn za životnost vozidla více než 5000 krát, proto bude provedena také kontrola životnosti od tohoto zatížení. Pro určení kritické síly bude předpokládáno, že vodojem je vždy vypuštěn do prázdna. Předpokládám, že ohybový moment přenáší pouze tupé svary. Jako v předchozím případě předpokládám rovnoměrné rozložení zatížení mezi čtyři rovnoběžné nosníky.



Obr. 7.20 Zobrazení situace pro výpočet životnosti bod 2 zatížen napouštěním a vypouštěním vodojemu

$$F_{sv2,Zs} = m_{vod} \cdot g = 1040 \cdot 9,81 = 10\,202,4 \text{ N} \quad (7.68)$$

$$F_{sv2Zs1} = \frac{F_{sv2,Zs}}{4} = \frac{10\,202,4}{4} = 2\,550,6 \text{ N} \quad (7.69)$$

$$R_{aZs1h} = \frac{F_{sv2,Zs1}}{2} = \frac{2\,550,6}{2} = 1275,3 \text{ N} \quad (7.70)$$

$$M_{osv2,s} = R_{aZs1h} \cdot 1105 = 1275,3 \cdot 1105 = 1\,409\,207 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (7.71)$$

$$\sigma_{osv2sn} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{osv2,sh} = \frac{M_{osv2,s}}{\frac{J_{X,sv2,t}}{40}} = \frac{1\,409\,207}{\frac{1\,119\,552}{40}} = 50,3 \text{ MPa} \quad (7.72)$$

$$\sigma_{osv2,sm} = \frac{\sigma_{osv2sh} + \sigma_{osv2sn}}{2} = \frac{50,3+0}{2} = 25,2 \text{ MPa} \quad (7.73)$$

$$\sigma_{osv2,sa} = \frac{\sigma_{osv2sh} - \sigma_{osv2sn}}{2} = \frac{50,3-0}{2} = 25,2 \text{ MPa} \quad (7.74)$$

$$r = \frac{\sigma_{osv2sn}}{\sigma_{osv2sh}} = \frac{0}{50,3} = 0 \quad (7.75)$$

Jedná se o mívivý cyklus zatížení, protože zanedbávám hmotnost prázdného vodojemu.

$$\sigma_{dovh} = 90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dovm} = 40 \text{ MPa}$$

$$k_{sv2h} = \frac{\sigma_{dovh}}{\sigma_{osv2,sh}} = \frac{90}{50,3} = 1,8 \quad (7.76)$$

$$k_{sv2m} = \frac{\sigma_{dovm}}{\sigma_{osv2,sm}} = \frac{40}{25,2} = 1,6 \quad (7.77)$$

Bezpečnost tohoto místa rámu vzhledem k této nízko cyklické únavě je podle mého názoru dostatečná.

#### 7.3.6 Zhodnocení dynamické bezpečnosti.

Bezpečnosti vytipovaných kritických míst ve všech směrech jsou dostatečně vysoké, proto je rám vyhovující podmínce trvalé pevnosti stejně jako šroubový spoj. Vyhovuje také kontrola dynamického zatížení způsobeného vypouštěním a napouštěním vodojemu, i když se v případě vypouštění a napouštění jedná o nízko cyklickou únavu.



## 8 Závěr:

V práci byly splněny všechny podmínky dány zadáním, oproti zadání byly doplněny pevnostní kontroly životnosti a to jak samotného rámu, tak šroubového spoje mezi rámem a hrubou stavbou vozu. Pro pevnostní kontrolu byla použita zatížení z normy ČSN EN 12 663 - 1, která definuje zatížení pro statické přetížení i životnost. Hlavním omezením ze strany zadavatele práce bylo prostorové omezení a minimální objem vodojemu.

Optimální varianta byla vybrána ze tří variant pomocí bodového hodnocení, varianty se od sebe lišily především tvarem a rozmístěním zařízení na rámu. U optimální varianty bylo zabráněno kontaktní korozi mezi rámem a hrubou stavbou a také mezi hrubou stavbou a upínkou.

Šroubový spoj byl navrhován jako předpjatý šroubový spoj, zatížený přídavnou osovou silou. Hodnoty těchto přídavných sil v jednotlivých směrech zatížení byly odečteny ze zjednodušeného MKP modelu, který zohledňoval také tuhost rámu a ne pouze rozměry rámu jako analytické řešení. V podélném směru byla provedena také dynamická analýza, která měla simulovat nehodu vozidla. Tímto způsobem byla také ověřena správná funkce používaných statických simulací. Tuhost přírub byla vzhledem ke svému komplikovanému tvaru vypočtena pomocí MKP analýzy pro několik hodnot utažení šroubu. Tyto hodnoty byly proloženy přímkou. Šroub i upínka byly kontrolovány na statické přetížení i na neomezenou životnost. Při kontrole upínky byl součinitel koncentrace napětí určen znovu pomocí MKP analýzy upínky.

Rám byl vzhledem k jednorázovému přetížení kontrolován pomocí MKP analýzy i s upínkami a šrouby. Tato analýza byla provedena pomocí dvou kroků. V prvním kroku byla zavedena gravitace a předpětí ve šroubech. V druhém kroku zatížení. Dovolená hodnota napětí byla vypočtena pro nejnižší hodnotu převodního součinitele svaru. Kritickými místy rámu jsou svarová spojení profilů, z tohoto důvodu byla kontrola životnosti provedena na neomezenou životnost pomocí normy ČSN 05 0120 pro svarová spojení. Tyto vybrané spoje byly kontrolovány pomocí zjednodušené analytické kontroly.

Zadáním práce byl také odevzdaný 3D model, který je umístěn na připojeném DVD ve formě sestavy ve formátu STP označený jako Příloha H.7. Součástí příloh je také výkres zástavby do vozu a svařence rámu, ostatní výrobní výkresy jsou umístěny na přiloženém DVD ve formátu PDF Příloha H.1.

## 9 Seznam použité literatury:

- [1] FÜRBAACHER, Ivan. *Lexikon ocelí: materiálové listy se zahraničními ekvivalenty. Svazek 2*. Praha: Dashöfer, 2006. ISBN 80-86897-12-5.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava 2013 [cit. 24.3.2018]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích 5. svazek*. Praha: Scientia, 1994, 241 s. ISBN 808582759X.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd.* Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 9788073610517.
- [5] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy. 4. vyd.* Praha: Prometheus, 2007. Pomocné knihy pro žáky (Prometheus). ISBN 978-80-7196-345-5.
- [6] MORAVEC, Vladimír a PIŠŤÁČEK, Daniel. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí: Vybrané statě*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2013.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Editor Martin HARTL, editor Miloš VLK, přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 9788021426290.
- [8] ČSN EN 12 663-1 *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel: Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní přepravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. Červen 2015. Praha: Ústav pro technickou normalizaci, metrologii a státní
- [9] ČSN 05 0120 *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1972.
- [10] *Evac train GMBH katalog* [online]. [cit. 24.3.2018] dostupné z [https://www.evac-train.com/wp-content/uploads/P16.062\\_Evac\\_Produktflyer\\_WasteandWatersystemsRZ\\_Web.pdf](https://www.evac-train.com/wp-content/uploads/P16.062_Evac_Produktflyer_WasteandWatersystemsRZ_Web.pdf)
- [11] Interní archiv Skoda Vagonka a.s.

- [12] *Koroze kovů*, Pavel Novák, Ústav kovových materiálů a korozního inženýrství, Fakulta Chemické technologie, VŠCHT - Praha [online]. [cit. 24.3.2018] Dostupné z: <http://ukmki.vscht.cz/files/uzel/0016736/Koroze%20kov%C5%AF.pdf?redirected>
- [13] *Součinitel tření hliník-ocel* [online]. [cit. 24.3.2018] dostupné z <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [14] *Vlastnosti přídatného materiálu* [online]. [cit. 24.3.2018] dostupné z <http://www.esab.cz/cz/cz/products/index.cfm?fuseaction=home.product&productCode=410842&tab=2>
- [15] *Zkušenosti ze spojování hliníku a oceli* [online]. [cit. 24.3.2018] dostupné z <http://www.alunet.cz/koroze>

## 10 Seznam příloh:

Příloha A – Diagram předepjatého šroubového spoje pro výpočet předpětí.

Příloha B – Diagram předepjatého šroubového spoje pro určení maximální osově síly ve šroubu.

Příloha C – Diagram předepjatého šroubového spoje pro dyn zatížení.

Příloha D – Rozměry plochy svaru.

Příloha D.1 – Rozměry koutového svaru v bodě 1.

Příloha D.2 – Rozměry tupého svaru v bodě 2.

Příloha D.3 – Rozměry koutového svaru v bodě 2.

Příloha E – Síly ve vazbách ze zjednodušené analýzy.

Příloha E.1 – Síly při přetížení.

Příloha E.2 – Síly při provozu.

Příloha E.3 – Síly při provozu bez gravitace.

Příloha E.4 – Maximální síly z dynamické analýzy.

Příloha F – Výkres zástavby do vozu.

Příloha G – Výkres svařence rámu.

Příloha H – DVD nosič

Příloha H.1 – Kompletní výkresová dokumentace ve formátu PDF.

Příloha H.2 – Předběžná a kompletní analýza rámu.

Příloha H.3 – Předběžná analýza rámu bez gravitace.

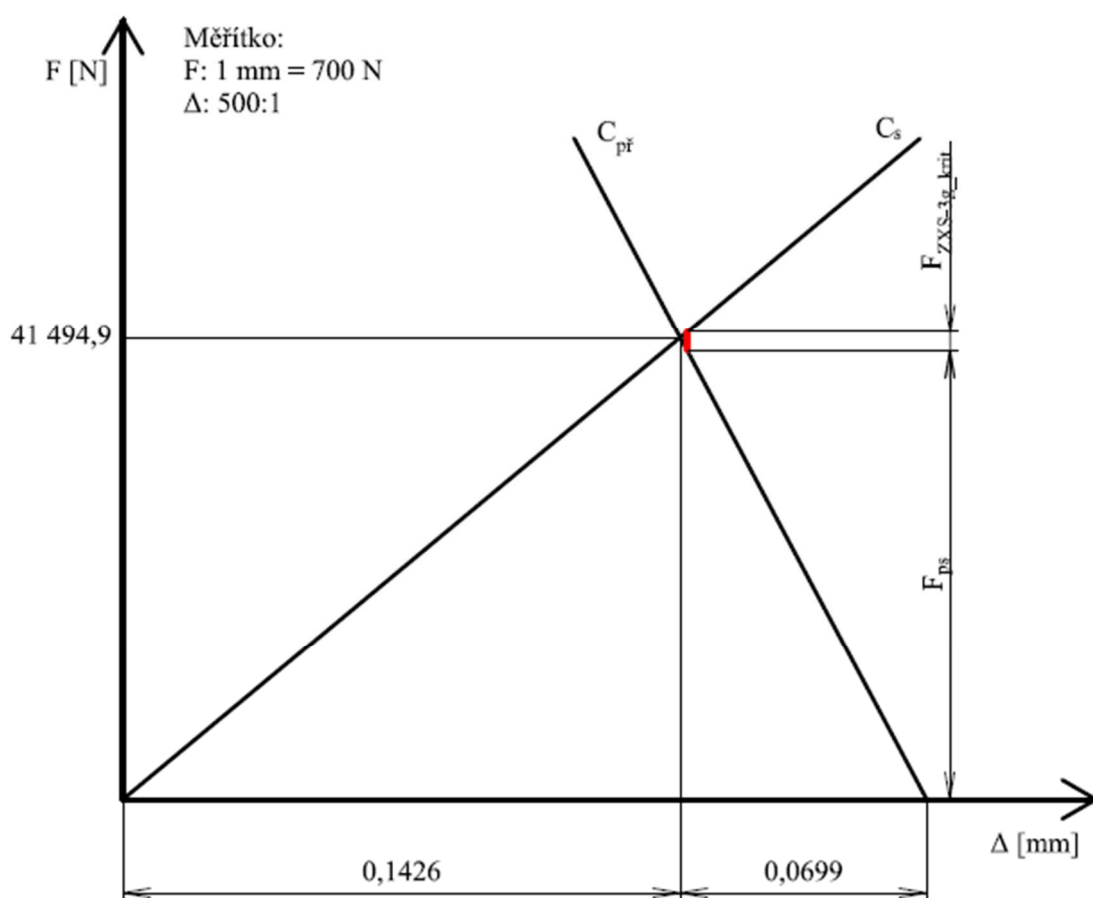
Příloha H.4 – Dynamická analýza v podélném směru.

Příloha H.5 – Analýza upínky pro určení součinitele vrubu.

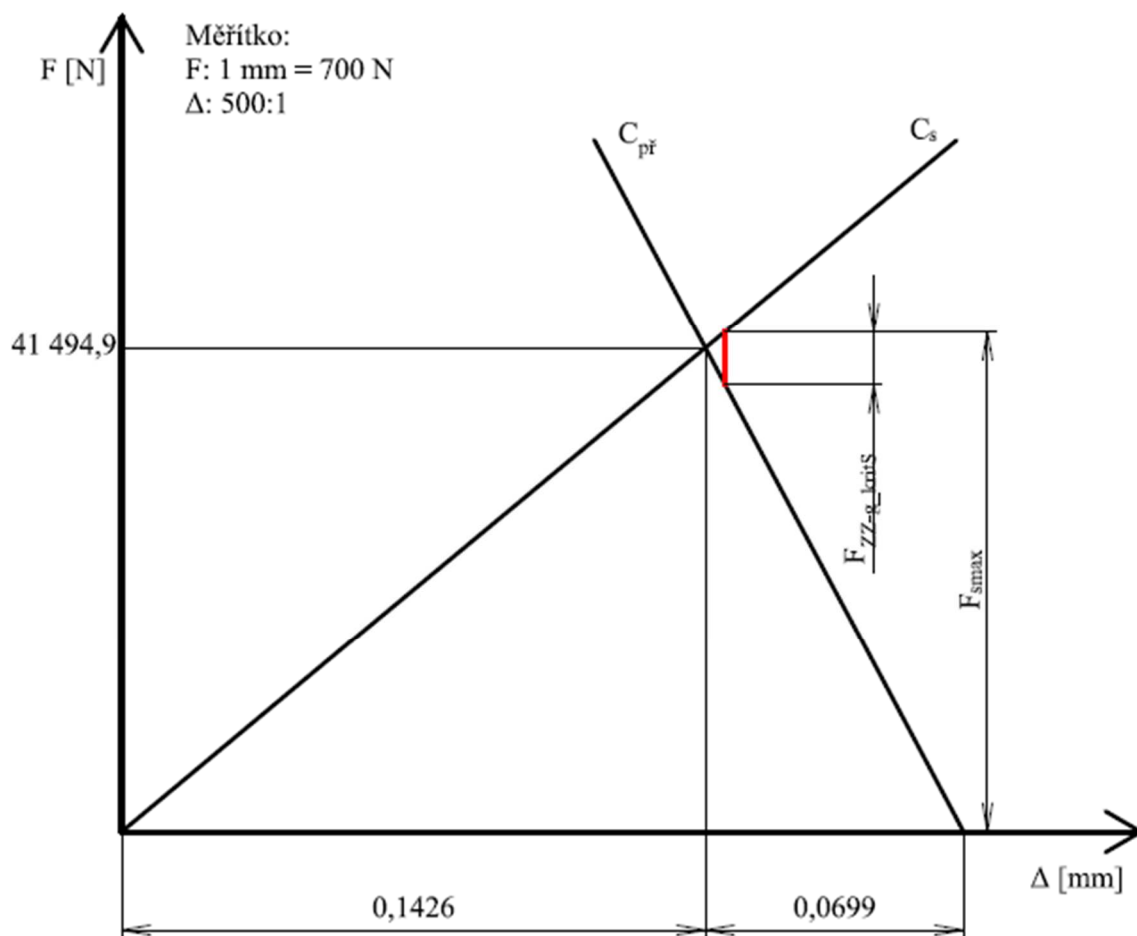
Příloha H.6 – Analýza pro určení tuhosti spojovaných součástí.

Příloha H.7 – 3D model sestavy rámu ve formátu STP.

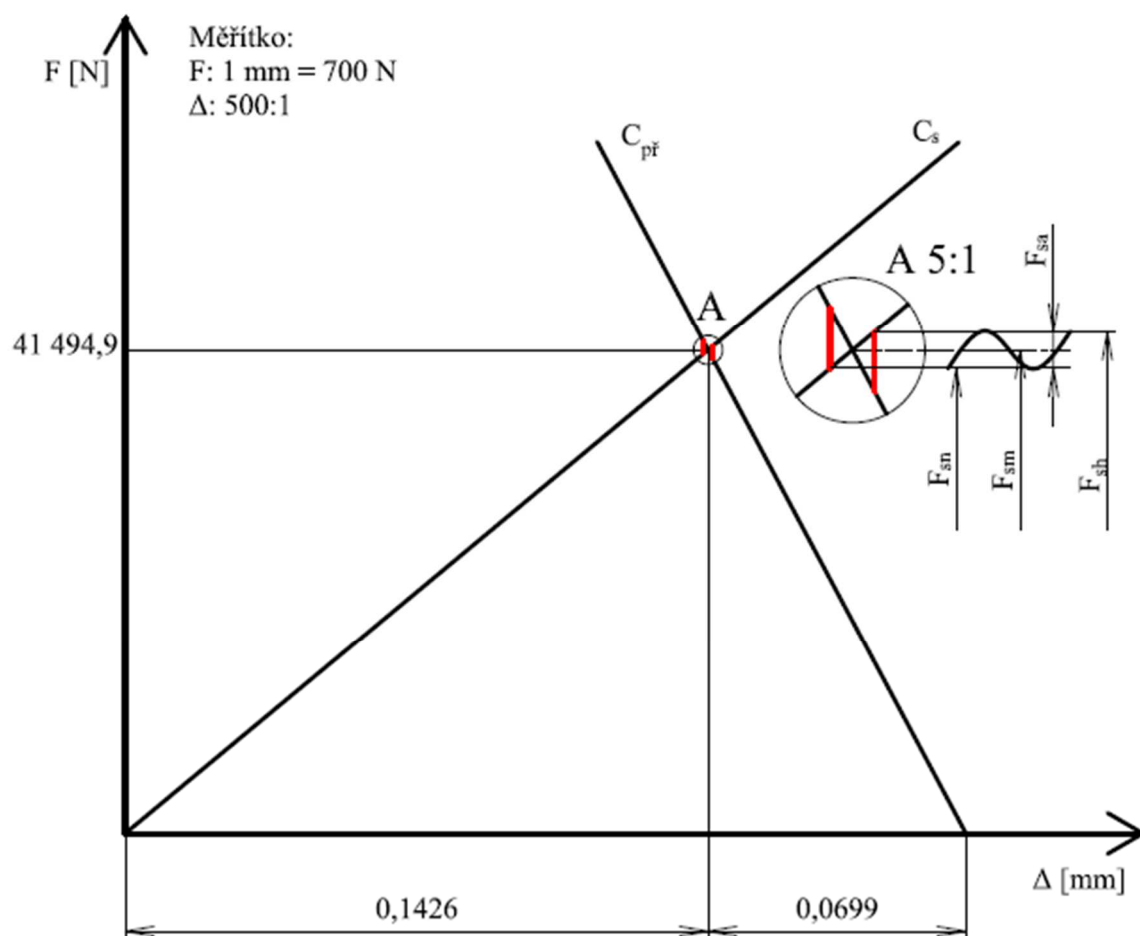
Příloha A – Diagram předepjatého šroubového spoje pro výpočet předpětí.



Příloha B - Diagram předepjatého šroubového spoje pro určení maximální osově síly ve šroubu.

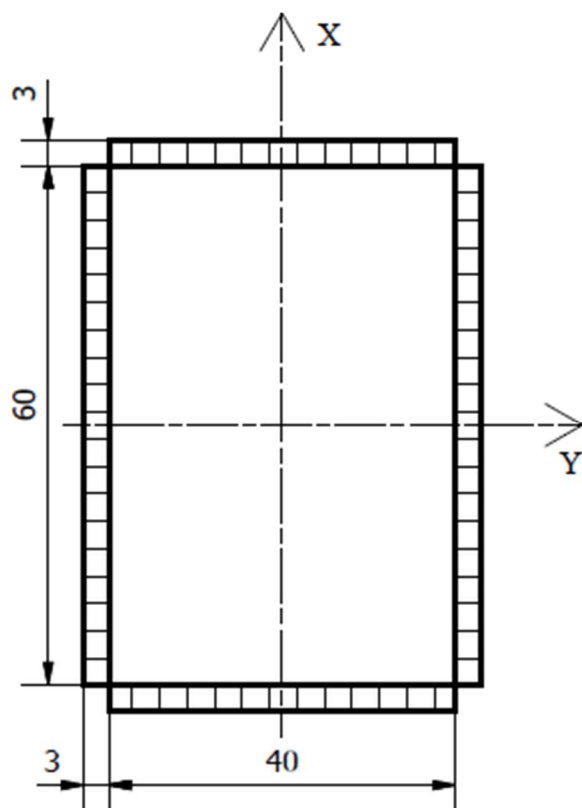


Příloha C – Diagram předepjatého šroubového spoje pro dyn zatížení.



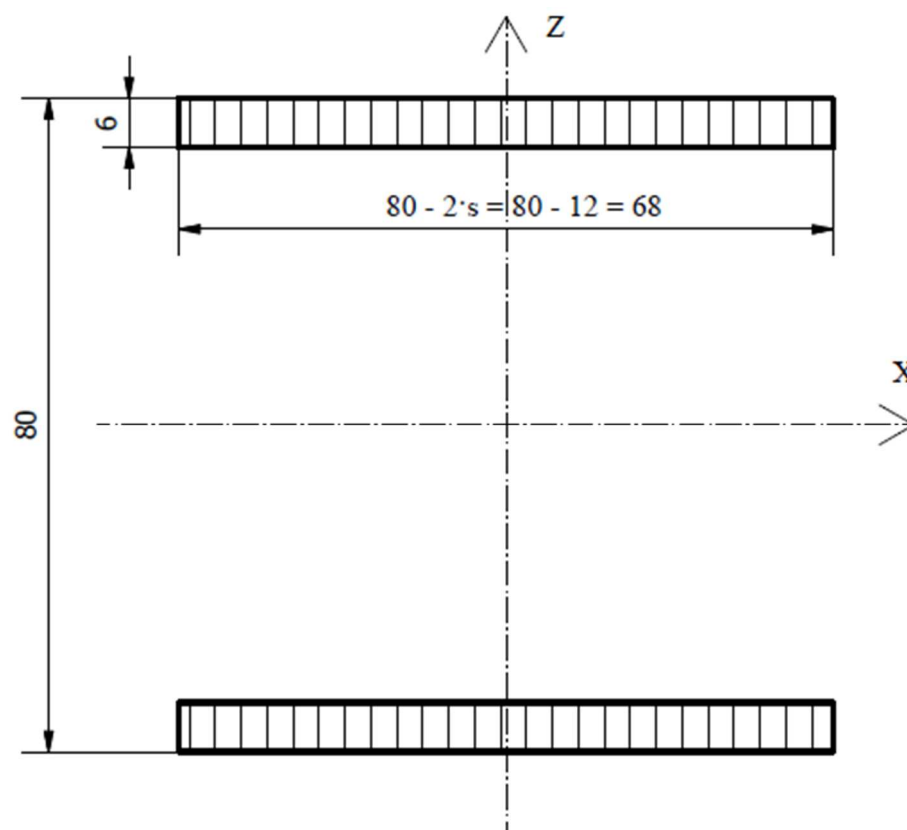
## Příloha D – Rozměry plochy svaru.

Příloha D.1: Rozměry koutového svaru v bodě 1.

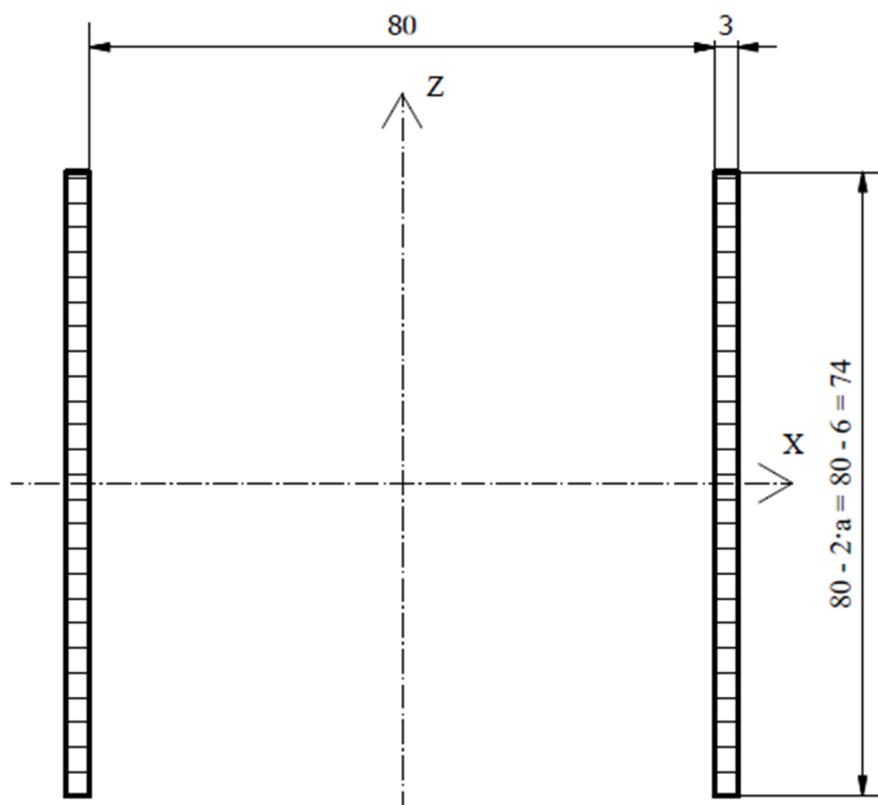




Příloha D.2: Rozměry tupého svaru v bodě 2.



Příloha D.3: Rozměry koutového svaru v bodě 2.



## Příloha E – Síly ve vazbách ze zjednodušené analýzy.

Kladná síla v ose Z, je tlaková síla mezi rámem a hrubou stavbou, záporná síla je síla, která zvyšuje sílu ve šroubu.

### Příloha E.1 – Síly při přetížení.

Zrychlení ve směru X 3g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	-5003,5	-2767,0	-695,9	5759,8	5717,6
2	-4766,3	1761,4	331,3	5092,1	5081,4
3	-4797,5	8981,4	3404,7	10737,0	10182,4
4	-4995,0	11487,0	3486,3	13002,0	12526,0
Zrychlení ve směru X -3g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	4999,2	10765,0	3499,4	12374,0	11869,2
2	4803,4	8480,8	3413,7	10327,0	9746,6
3	4762,5	1566,3	325,6	5024,0	5013,5
4	4997,0	-2720,8	-713,3	5734,2	5689,7
Zrychlení ve směru Y g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	-20,8	4511,5	1542,0	4767,8	4511,5
2	14,2	4765,2	1719,2	5065,9	4765,2
3	-13,7	4760,0	1718,0	5060,5	4760,0
4	20,3	4514,7	1542,4	4771,0	4514,7
Zrychlení ve směru Y -g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	19,9	3538,4	1239,0	3749,1	3538,5
2	23,6	5292,9	2021,4	5665,8	5293,0
3	-23,2	5288,6	2020,4	5661,4	5288,7
4	-20,3	3541,2	1239,3	3751,8	3541,3
Zrychlení ve směru Z 3g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	174,1	4745,8	2320,6	5285,6	4749,0
2	-1,1	16437,0	7461,0	18051,0	16437,0
3	2,1	16431,0	7462,2	18046,0	16431,0
4	-175,0	4748,4	2319,9	5287,7	4751,6
Zrychlení ve směru Z 3g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	-32,0	-6254,3	-1910,6	6539,7	6254,4
2	31,7	-3542,8	-1347,4	3790,5	3542,9
3	-32,2	-3538,5	-1346,7	3786,3	3538,6
4	32,5	-6256,4	-1910,4	6541,6	6256,5

Příloha E.2 – Síly při provozu.

	<b>Zrychlení ve směru X 0,15g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	-250,4	3688,0	1285,2	3913,6	3696,5
<b>2</b>	-220,3	4856,5	1793,1	5181,6	4861,5
<b>3</b>	-257,5	5197,2	1946,4	5555,7	5203,6
<b>4</b>	-249,9	4365,4	1496,1	4621,4	4372,5
	<b>Zrychlení ve směru X -0,15g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	249,6	4361,9	1495,8	4618,0	4369,0
<b>2</b>	258,1	5201,7	1947,5	5560,3	5208,1
<b>3</b>	220,6	4851,4	1792,0	5176,5	4856,4
<b>4</b>	249,9	3690,5	1285,5	3915,9	3698,9
	<b>Zrychlení ve směru Y 0,15g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	-3,5	4098,0	1413,2	4334,8	4098,0
<b>2</b>	18,2	4989,5	1847,6	5320,6	4989,5
<b>3</b>	-17,8	4984,6	1846,5	5315,7	4984,6
<b>4</b>	3,0	4101,0	1413,5	4337,7	4101,0
	<b>Zrychlení ve směru Y -0,15g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	2,6	3952,0	1367,8	4182,0	3952,0
<b>2</b>	19,6	5068,7	1892,9	5410,6	5068,7
<b>3</b>	-19,2	5063,9	1891,9	5405,8	5063,9
<b>4</b>	-3,1	3954,9	1368,1	4184,9	3954,9
	<b>Zrychlení ve směru Z 1,15g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	66,7	1819,3	889,4	2026,1	1820,5
<b>2</b>	-0,4	6301,3	2860,2	6920,0	6301,3
<b>3</b>	0,8	6298,9	2860,7	6918,1	6298,9
<b>4</b>	-67,1	1820,2	889,1	2026,9	1821,4
	<b>Zrychlení ve směru Z 0,85g</b>				
<b>vazba</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	58,0	1581,3	773,1	1761,1	1582,4
<b>2</b>	-0,4	5477,2	2486,2	6015,1	5477,2
<b>3</b>	0,7	5475,2	2486,6	6013,4	5475,2
<b>4</b>	-58,3	1582,2	772,8	1761,8	1583,3

Příloha E.3 Síly při provozu bez gravitace.

Zrychlení ve směru X 0,15g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	-250,0	-336,9	-105,2	432,5	419,5
2	-239,2	-172,6	-77,2	304,9	295,0
3	-239,1	172,9	77,2	305,0	295,0
4	-249,9	337,4	105,2	432,9	419,9
Zrychlení ve směru X -0,15g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	250,0	336,9	105,2	432,5	419,5
2	239,2	172,6	77,2	304,9	295,0
3	239,1	-172,9	-77,2	305,0	295,0
4	249,9	-337,4	-105,2	432,8	419,9
Zrychlení ve směru Y 0,15g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	-3,1	73,0	22,7	76,5	73,0
2	-0,7	-39,6	-22,7	45,6	39,6
3	0,7	-39,6	-22,7	45,7	39,7
4	3,0	73,0	22,7	76,5	73,1
Zrychlení ve směru Y -0,15g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	3,1	-73,0	-22,7	76,5	73,0
2	0,7	39,6	22,7	45,6	39,6
3	-0,7	39,6	22,7	45,7	39,7
4	-3,0	-73,0	-22,7	76,5	73,1
Zrychlení ve směru Z 1,15g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	8,7	237,3	116,0	264,3	237,4
2	-0,1	821,9	373,1	902,6	821,9
3	0,1	821,6	373,1	902,3	821,6
4	-8,8	237,4	116,0	264,4	237,6
Zrychlení ve směru Z 0,85g					
vazba	x	y	z	výsledná	výsledná XY
1	0,3	-120,4	-55,2	132,4	120,4
2	3,5	-336,6	-433,8	549,1	336,6
3	-3,5	-336,2	-433,9	548,9	336,2
4	-0,3	-120,4	-55,2	132,5	120,4

Příloha E.4 – Maximální síly z dynamické analýzy.

<b>ZRYCHLENÍ VE SMĚRU X -3G</b>					
	Síly ve vazbách v čase 2,51 s				
<b>VAZBA</b>	x	y	z	výsledná	výsledná XY
<b>1</b>	4995,6	10758,0	3491,5	12365,0	11861,3
<b>2</b>	4800,4	8478,6	3412,7	10324,0	9743,2
<b>3</b>	4759,4	1568,6	326,6	5021,9	5011,2
<b>4</b>	4994,0	-2716,7	-712,3	5729,5	5685,1